Florian Ion PETRESCU

TEORIA MECANISMELOR ŞI A MAŞINILOR

-CURS ŞI APLICAŢII-

COLOR

CREATE SPACE PUBLISHER

-USA 2011-

Scientific reviewer:

Dr. Veturia CHIROIU
Honorific member of
Technical Sciences Academy of Romania (ASTR)
PhD supervisor in Mechanical Engineering

Copyright

Title book: Teoria Mecanismelor şi a Maşinilor-Color

Author book: Florian Ion PETRESCU

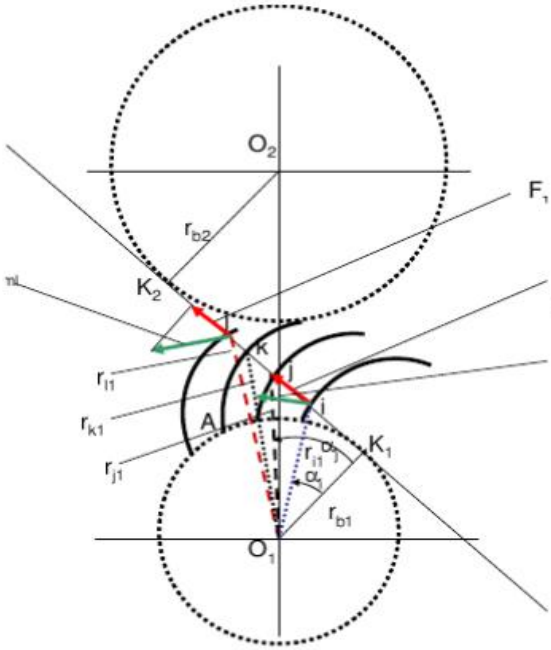
© 2011, Florian Ion PETRESCU

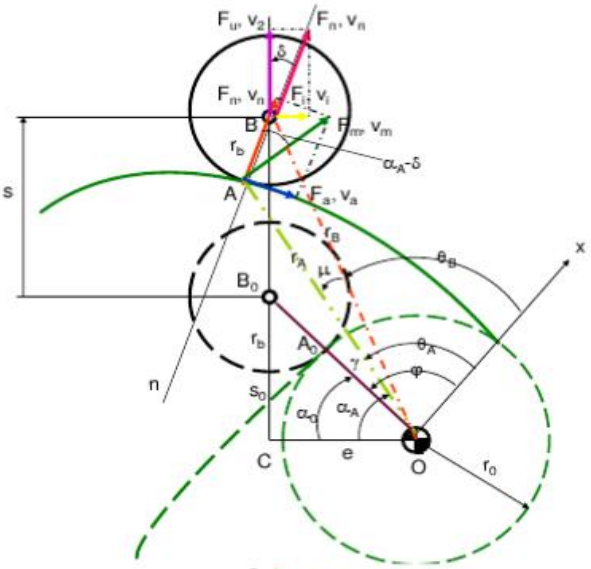
petrescuflorian@yahoo.com

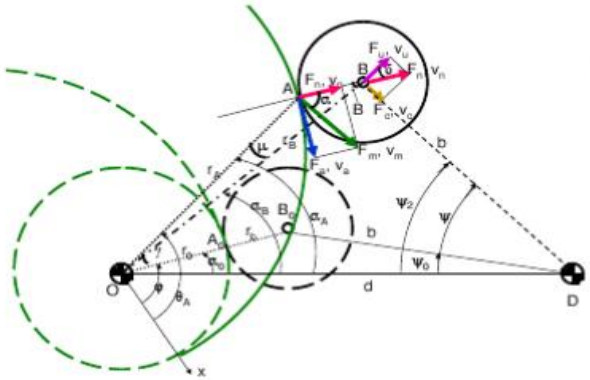
ALL RIGHTS RESERVED. This book contains material protected under International and Federal Copyright Laws and Treaties. Any unauthorized reprint or use of this material is prohibited. No part of this book may be reproduced or transmitted in any form or by any means, electronic or mechanical, including photocopying, recording, or by any information storage and retrieval system without express written permission from the author / publisher.

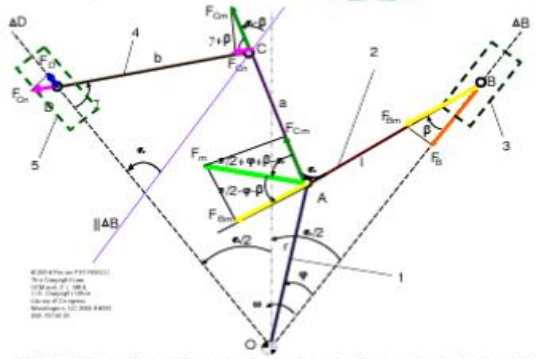
ISBN 978-1-4699-0206-7

WELCOME

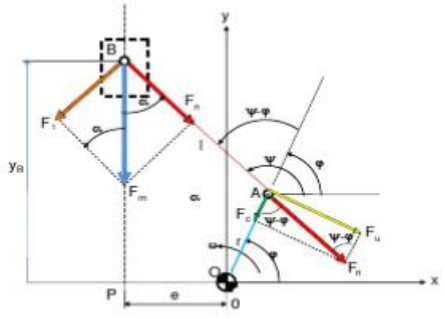


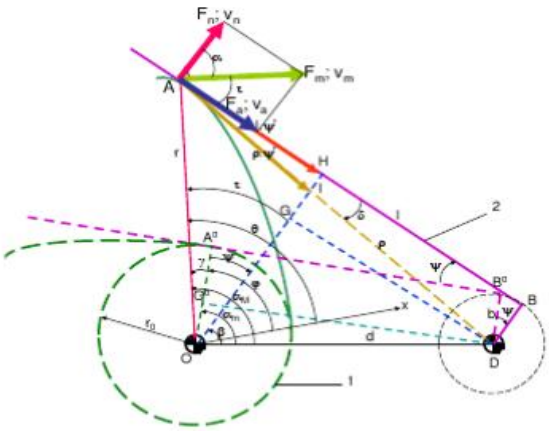




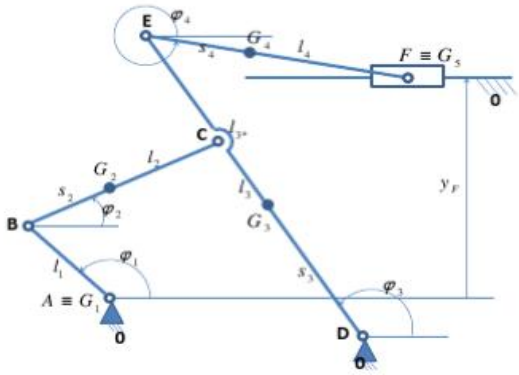


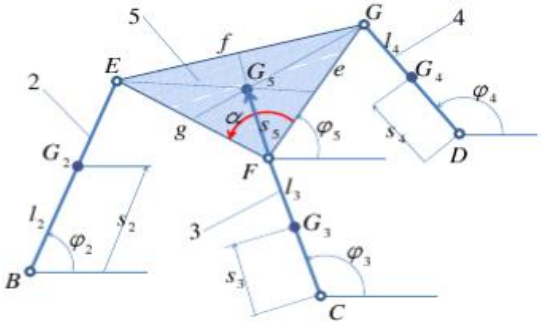
V Motors' Kinematics and Dynamics Synthesis by the Constructive Angle Value (κ); Forces Distribution, Angles, Elements and Couples (Joints) Positions; a+b=l

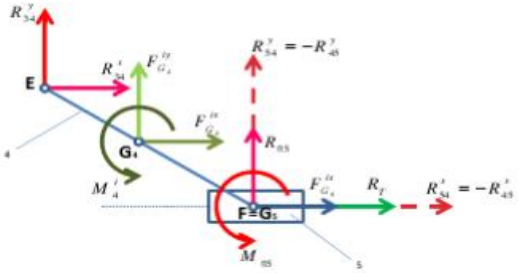


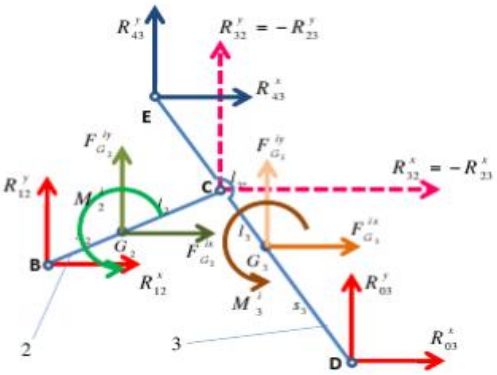


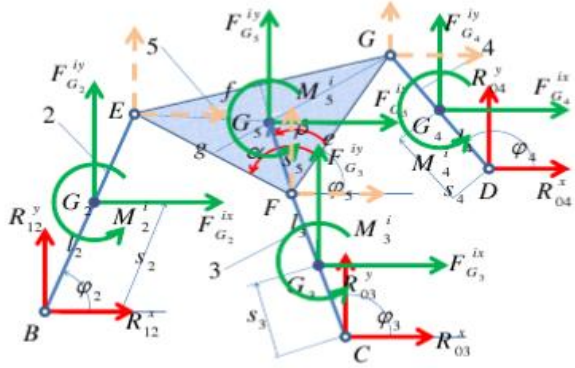
You are welcome to read the full book!
The author.

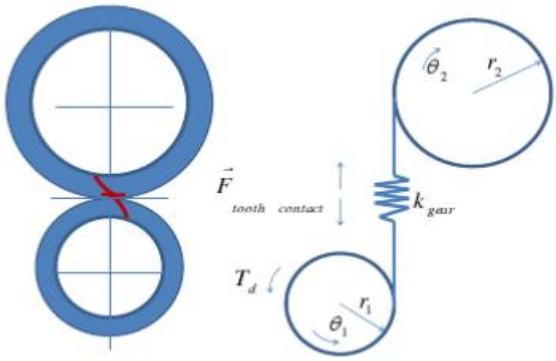

E
C
B
A ≡ G1
0
D
F ≡ G5
G2
G3
G4
l1
l2
l3
l4
s2
s3
s4
φ1
φ2
φ3
φ4
yF

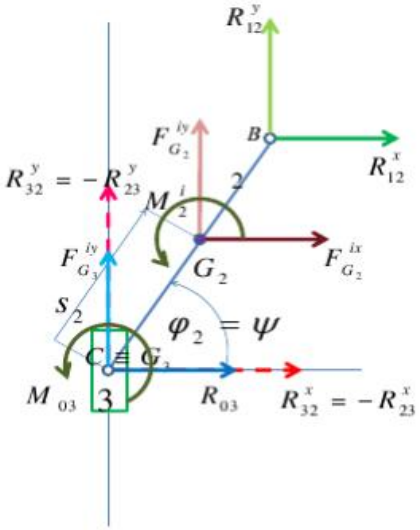

5
G
4
E
f
e
2
G5
G4
g
α
s5
φ5
φ4
s4
D
G2
F
l2
φ2
s2
l3
3
G3
φ3
s3
B
C

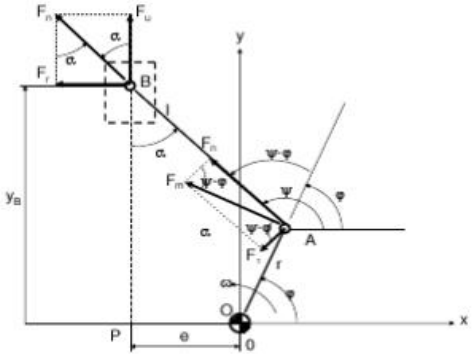

E
G4
F≡G5
4
5

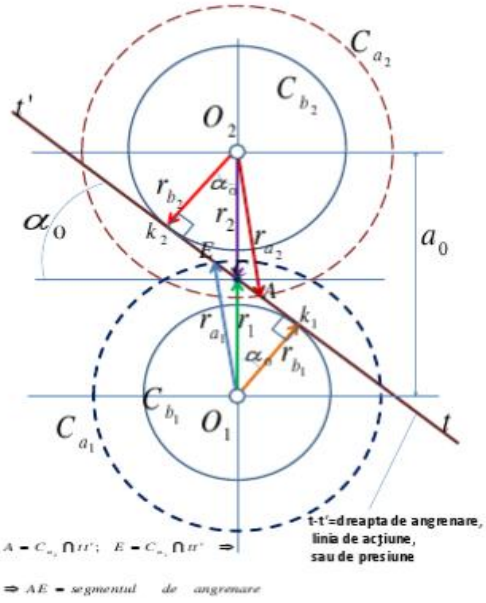

E
C
B
D
2
3

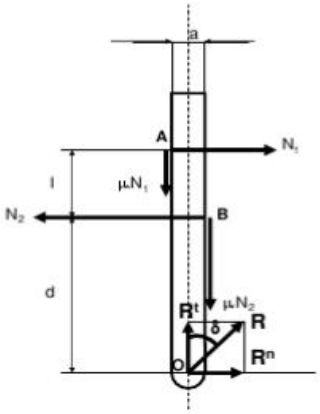

5
E
2
G
4
G5
G4
G2
F
D
B
C
3
G3

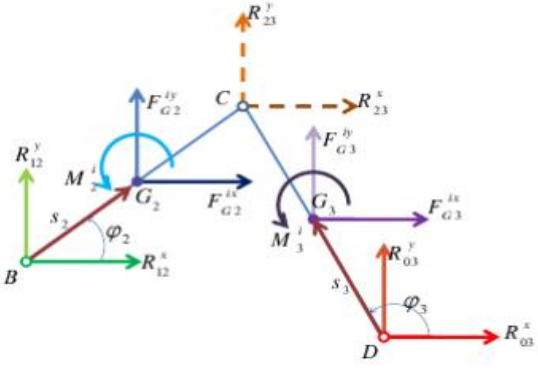

θ2
r2
F
tooth contact
kgear
Td
r1
θ1

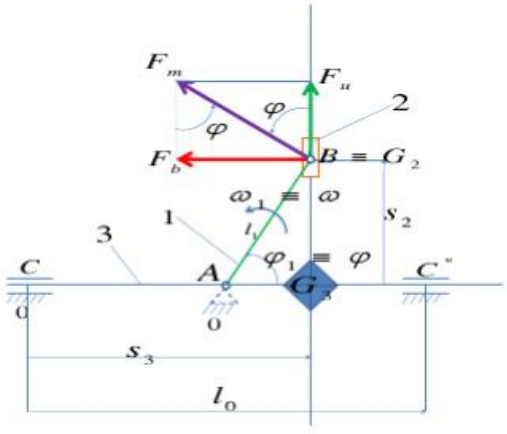

R_{12}^{y}
$F_{G_2}^{iy}$
B
R_{12}^{x}
$R_{32}^{y} = -R_{23}^{y}$
M_2^i
2
$F_{G_3}^{iy}$
G_2
$F_{G_2}^{ix}$
s_2
$\varphi_2 = \psi$
$C \equiv G_3$
M_{03}
3
R_{03}
$R_{32}^{x} = -R_{23}^{x}$

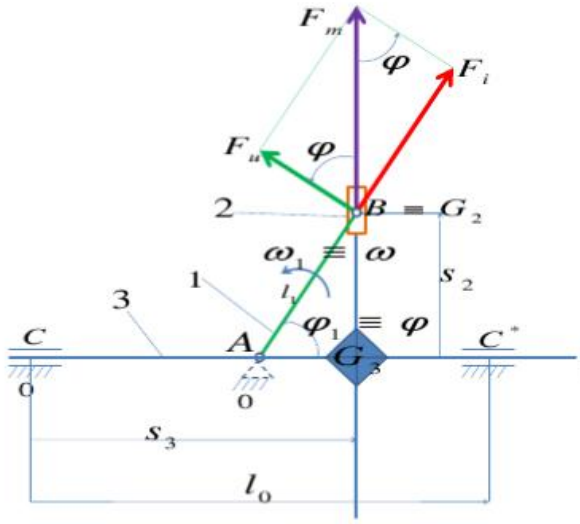

F_n
F_u
α
F_r
B
y
l
F_n
F_m
ψ-φ
ψ
φ
y_B
α
A
F_t
f
ρ
x
P
e
0

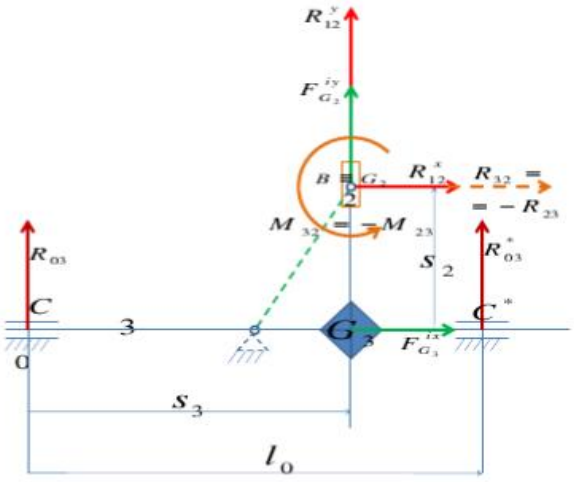

C_{a_2}
C_{b_2}
t'
O_2
r_{b_2}
α_0
r_2
r_{a_2}
k_2
a_0
C
A
r_{a_1}
r_1
k_1
α_0
r_{b_1}
C_{b_1}
O_1
C_{a_1}
t
t-t'=dreapta de angrenare,
linia de acţiune,
sau de presiune
$A = C_{a_2} \cap tt'$; $E = C_{a_1} \cap tt' \Rightarrow$
$\Rightarrow AE$ = segmentul de angrenare

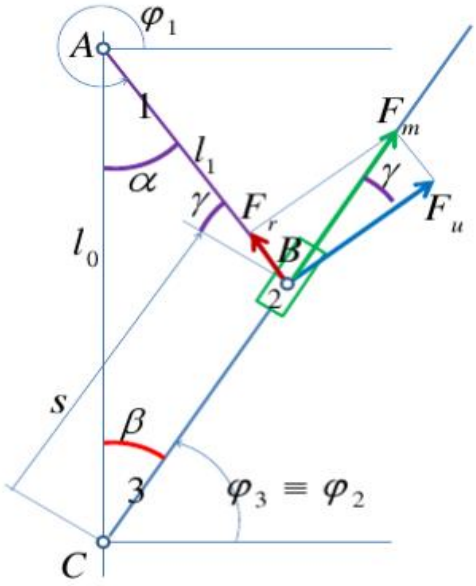

a
A
N_1
l
μN_1
N_2
B
d
R^t
μN_2
R
δ
R^n
O


R_{23}^{y}
C
F_{G2}^{iy}
R_{23}^{x}
R_{12}^{y}
M_2^i
G_2
F_{G2}^{ix}
F_{G3}^{by}
G_3
F_{G3}^{ix}
s_2
φ_2
B
R_{12}^{x}
M_3^i
R_{03}^{y}
s_3
φ_3
D
R_{03}^{x}

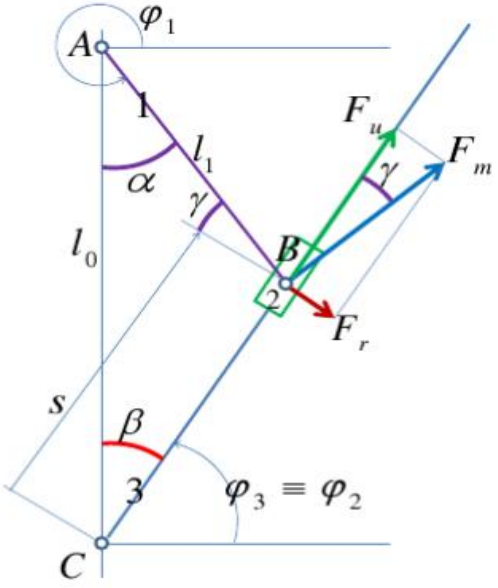

F_m
F_u
φ
2
φ
F_b
$B \equiv G_2$
$\omega_1 \equiv \omega$
s_2
1
3
l_1
C
A
$\varphi_1 \equiv \varphi$
G_3
C''
C
0
0
s_3
l_0



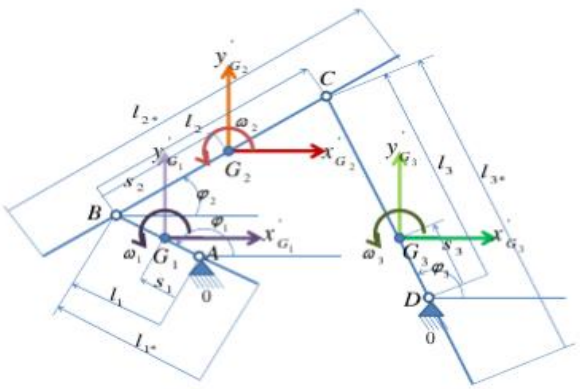


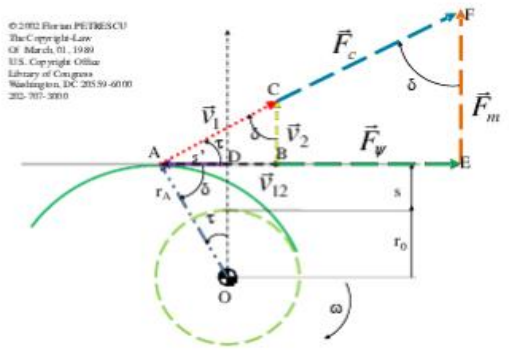


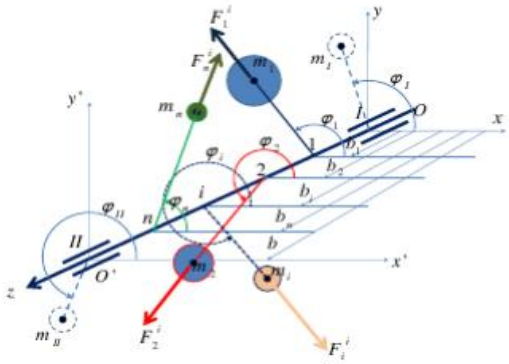
$$\begin{cases} \alpha = \varphi_1 - \frac{3\pi}{2}; \quad \beta = \frac{\pi}{2} - \varphi_3; \quad \gamma = \pi - \frac{\pi}{2} - \alpha - \beta \\ \gamma = \pi - \varphi_1 + \frac{3\pi}{2} - \frac{\pi}{2} + \varphi_3 - \frac{\pi}{2} - \frac{3\pi}{2} + \varphi_3 - \varphi_1 \end{cases}$$

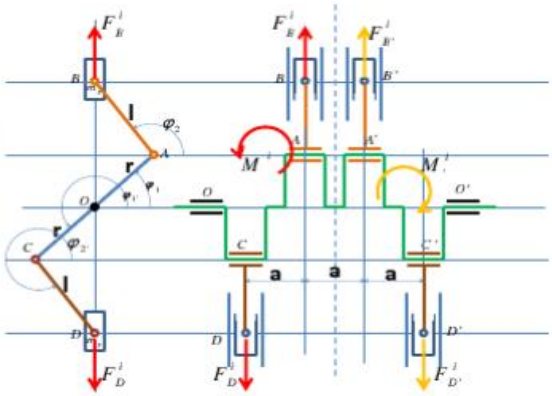


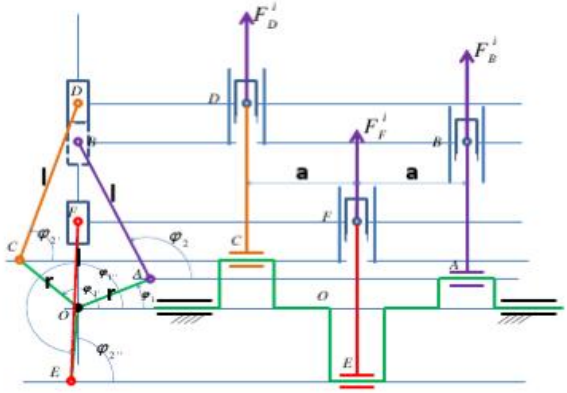
$$\begin{cases} \alpha = \varphi_1 - \frac{3\pi}{2}; \quad \beta = \frac{\pi}{2} - \varphi_3; \quad \gamma = \pi - \frac{\pi}{2} - \alpha - \beta \\ \gamma = \pi - \varphi_1 + \frac{3\pi}{2} - \frac{\pi}{2} + \varphi_3 - \frac{\pi}{2} - \frac{3\pi}{2} + \varphi_3 - \varphi_1 \end{cases}$$

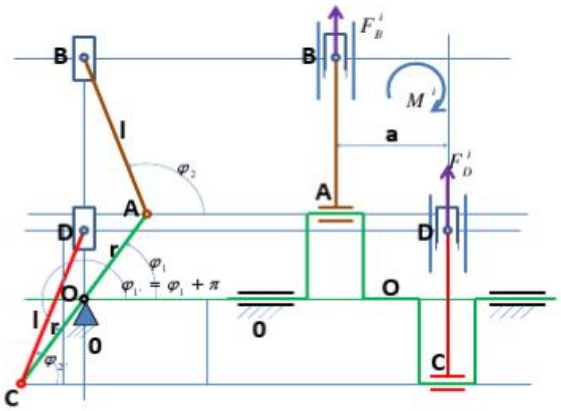


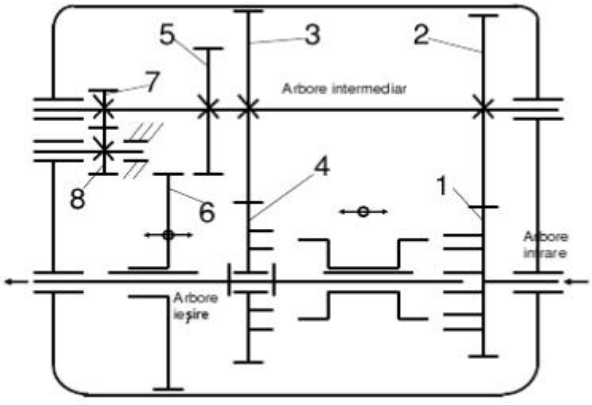


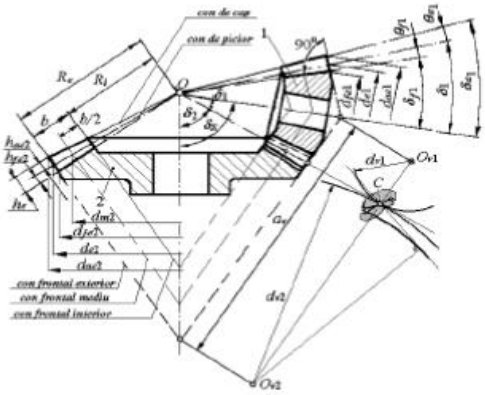


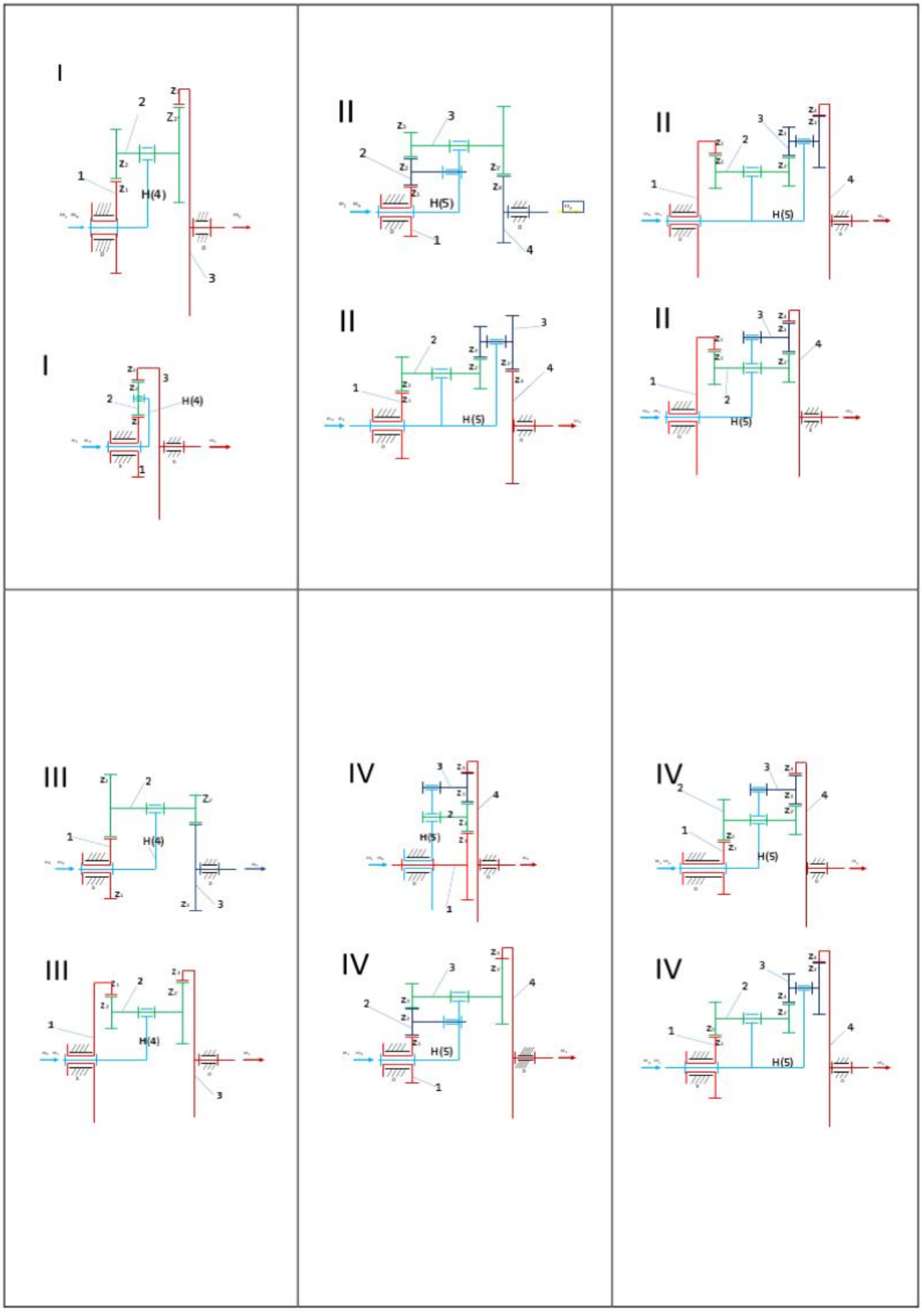


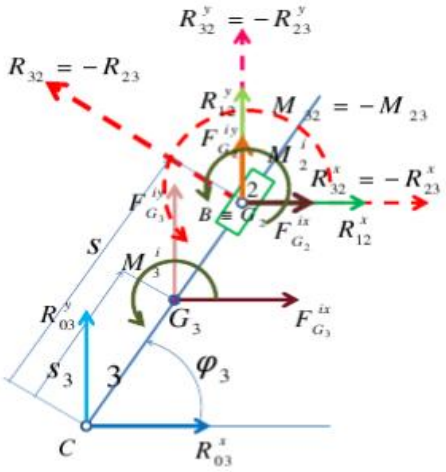


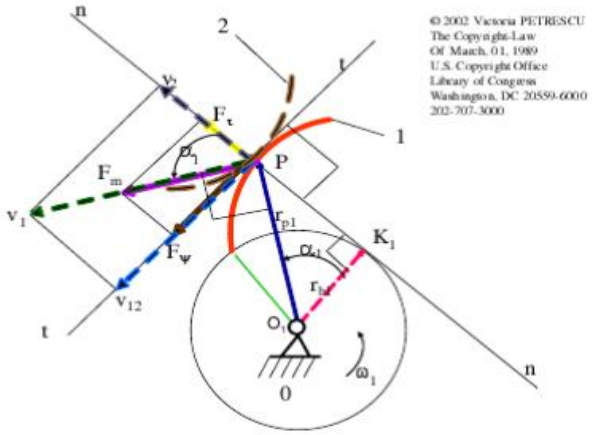



5
3
2
7
Arbore intermediar
4
8
6
1
Arbore intrare
Arbore ieşire

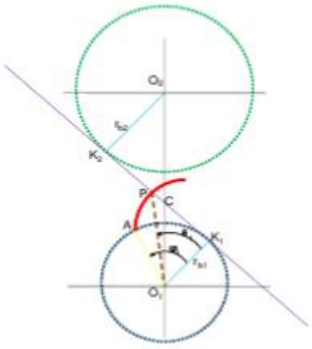


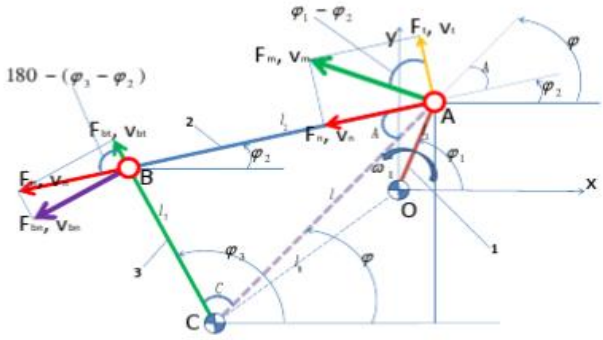

I
I
II
II
II
II
III
III
IV
IV
IV
IV
H(4)
H(5)

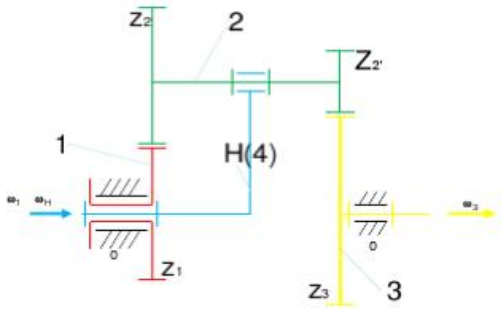


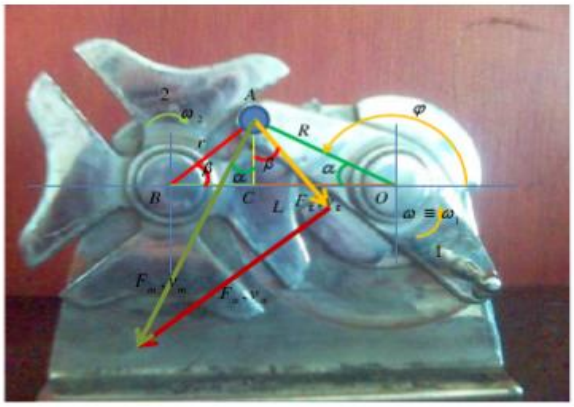


© 2002 Victoria PETRESCU
The Copyright-Law
Of March, 01, 1989
U.S. Copyright Office
Library of Congress
Washington, DC 20559-6000
202-707-3000









Sunteți invitați să citiți întreaga carte!

Autorul

CUPRINS

Welcome..... 003
Cuprins..... 010
Introducere.....011
Cap 01 Structura mecanismelor..... 039
Cap 02 Mecanismul bielă-manivelă-piston 083
Cap 03 Mecanismul patrulater articulat..... 190
Cap 04 Mecanismul care are o culisă oscilantă..... 231
Cap 05 Mecanismul în cruce 241
Cap 06 Mecanismul unei prese..... 247
Cap 07 Un mecanism cu o triadă 6R..... 257
Cap 08 Un mecanism de tip cruce de Malta
(Geneva driver) 275
Cap 09 Mecanisme cu camă şi tachet 278
Cap 10 Angrenaje cu axe fixe, sau
mecanisme cu roţi dinţate cu axe fixe..... 330
Cap 11 Transmisii mecanice cu axe fixe..... 369
Cap 12 Angrenaje cu axe mobile (Sinteza sistemelor
planetare)..... 378
Cap 13 Transmisii mecanice cu axe mobile
(Trenuri planetare) 400
Cap 14 Echilibrări statice şi dinamice 407
Cap 15 Determinarea momentelor de inerţie
masice (mecanice)..... 419

INTRODUCERE

I.1.Motoarele termice cu ardere externă

Motorul este o maşină care transformă o formă oarecare de energie în energie mecanică.

Se disting următoarele tipuri de motoare:

Electric, magnetic, electromagnetic, sonic, pneumatic, hidraulic, eolian, geotermic, solar, nuclear, cu reacţie (Coandă, împingătoare ionice, ionice, cu unde electromagnetice, cu plasmă, fotonice), termice.

Fiind motoarele cele mai vechi, cele mai utilizate şi cele mai răspândite, motoarele termice se pot clasifica la rândul lor în două mari categorii: motoare cu ardere externă şi motoare cu ardere internă.

Printre cele mai cunoscute motoare cu ardere externă menţionăm: motoarele cu aburi şi motoarele Stirling.

Categoria motoarelor cu ardere internă fiind cea mai răspândită, cea mai utilizată, şi cea mai importantă, cuprinde mai multe subcategorii, din care vom încerca să enumerăm câteva:

Motorul Lenoir (motorul în doi timpi), motorul Otto (motorul în patru timpi), motorul Diesel (cu autoaprindere şi injecţie de combustibil), motorul rotativ Wankel, motorul rotativ Atkinson, motoarele biodisel, motoarele cu hidrogen, etc.

I.1.1. Turbinele şi motoarele cu ardere externă cu aburi

Cele mai răspândite motoare cu ardere externă sunt cele cu aburi. Chiar dacă iniţial au fost utilizate ca motoare navale, apariţia şi dezvoltarea motoarelor termice cu aburi (cât şi cea a primelor mecanisme cu came) sunt strâns

legate de apariţia şi dezvoltarea războaielor de ţesut (maşinilor automate de ţesut).

În 1719, în Anglia, un oarecare John Kay deschide într-o clădire cu cinci etaje o filatură. Cu un personal de peste 300 de femei şi copii, aceasta avea să fie prima fabrică din lume. Tot el devine celebru inventând suveica zburătoare, datorită căreia ţesutul devine mult mai rapid. Dar maşinile erau în continuare acţionate manual. Abia pe la 1750 industria textilă avea să fie revoluţionată prin aplicarea pe scară largă a acestei invenţii. Iniţial ţesătorii i s-au opus, distrugând suveicile zburătoare şi alungându-l pe inventator.

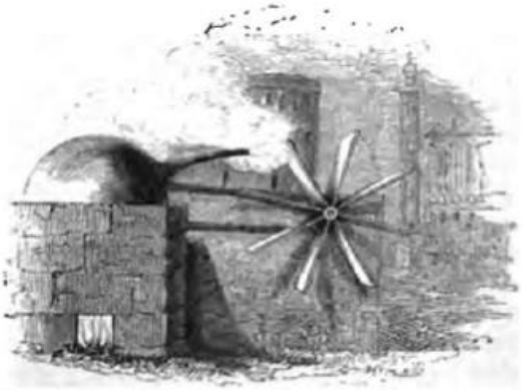


Fig. 1 Turbina cu aburi a inginerului italian Giovanni Branca

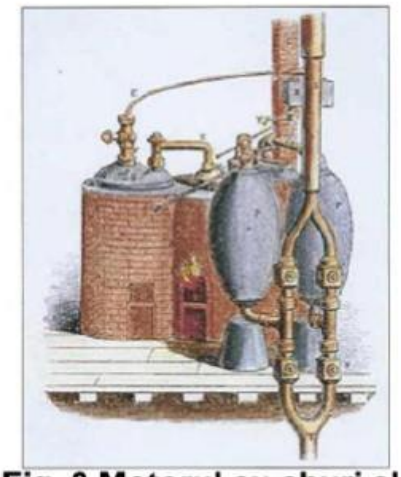


Fig. 3 Motorul cu aburi al lui Thomas Savery, 1698

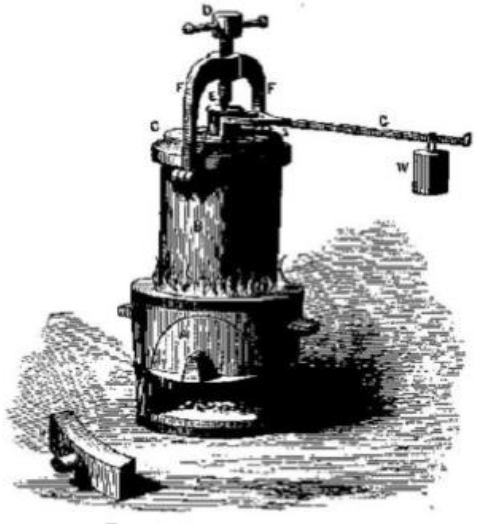


Fig. 2 Primul motor cu aburi al inventatorului francez Denis Papin, 1679

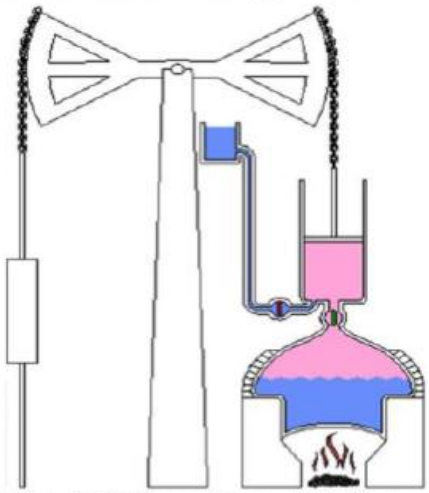


Fig. 4 Motorul cu aburi al lui Thomas Newcomen, 1712

Pe la 1760 apar războaiele de ţesut şi primele fabrici în accepţiunea modernă a cuvântului.

Era nevoie de primele motoare.

De mai bine de un secol, italianul Giovanni Branca (1571-1645) propusese utilizarea aburului pentru acţionarea unor turbine (primul motor termic modern cu ardere externă cu aburi construit de inginerul şi arhitectul italian Giovanni BRANCA, a fost o turbină cu aburi, vezi figura 1).

Experimentele ulterioare nu au dat satisfacţie.

În Franţa şi Anglia, inventatori de marcă, ca Denis Papin (1647-1712, matematician şi inventator francez, pionier al motoarelor cu aburi, al cărui prim motor cu aburi realizat în anul 1679 poate fi urmărit în figura 2) sau marchizul de Worcester (1603-1667), veneau cu noi şi noi idei.

La sfârşitul secolului XVII, Thomas Savery (1650-1715) construise deja "prietenul minerului", un motor cu aburi (patentat, neavând în componenţă nici un mecanism, nici o piesă mobilă, el era un fel de compresor ce crea doar presiune într-o butelie, presiunea împingând apa în exteriorul buteliei printr-un orificiu atunci când era deschis) ce punea în funcţiune o pompă pentru scos apa din galerii, sau era montat pe vehiculele pompierilor având rolul de a pompa apa destinată stingerii focului (a se urmări figura 3).

Thomas Newcomen (1664-1729) a realizat varianta comercială a pompei cu aburi (vezi figura 4), iar inginerul James Watt (1736-1819) realizează şi adaptează un regulator de turaţie ce îmbunătăţeşte net motorul cu aburi.

J. Watt - 1763 a perfecţionat mult maşinile realizate până atunci reducând pierderile de căldură şi de energie din cazanele cu abur alimentate cu cărbuni (în figura 5 se poate vedea motorul cu aburi original al lui James Watt, invenţie ce avea să schimbe faţa lumii, concepută în 1769 şi îmbunătăţită în 1774).

Maşina cu abur inventată de Watt a beneficiat mai târziu de alte 3 invenţii franceze: cazanul cu tubulatură al lui M. Seguin - 1817, manometrul lui E. Bourdon - 1849, şi injectorul lui T. Gifford - 1858.

Fig. 5 Motorul cu abur al lui James Watt, 1774

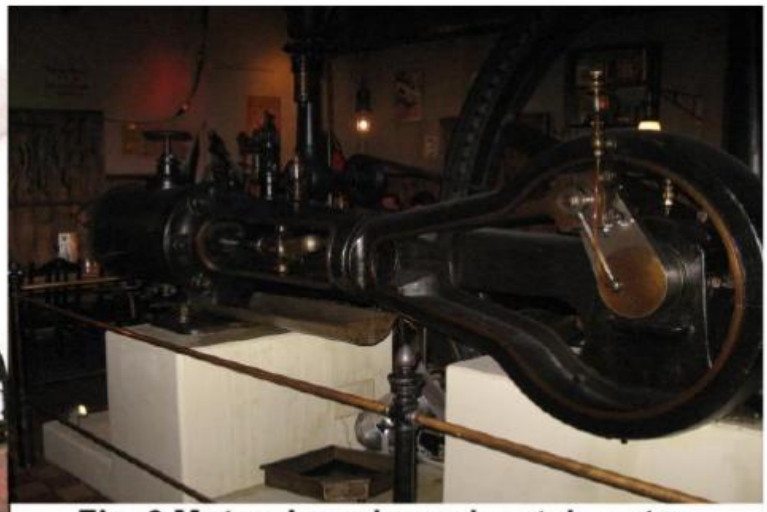


Fig. 6 Motorul cu abur orizontal pentru locomotive al lui James Watt, 1784

Fig. 7 Motorul cu abur îmbunătăţit al lui James Watt.

Motorul cu aburi a permis amplasarea fabricilor nu numai în vecinătatea cursurilor de apă ci şi acolo unde era nevoie de produsele lor - centre comerciale, oraşe (Prima aplicaţie practică a fost în mine, a urmat industria bumbacului, a berii etc. A circulat din Marea Britanie, în vestul continentului şi apoi în secolele XIX - XX în întreaga lume).

James Watt s-a născut în localitatea Greenock din Scoţia. Studiile şi le-a terminat la Londra, Anglia, începând şi activitatea de fabricant de instrumente matematice (1754).

A revenit pe plaiurile natale, în Glasgow, Scoţia.

A fost fabricantul de instrumente matematice folosite de Universitatea din Glasgow.

Aici i s-a oferit ocazia (destinului) să repare o maşină cu abur, de unde i-a încolţit ideea ameliorării acesteia; astfel au apărut "camera separată de condensare a aburului" (1769) şi "regulatorul de turaţie al maşinii cu abur" (1788).

La maşina sa inventată în 1769, aburii treceau într-o cameră separată pentru condensare.

Deoarece cilindrul nu era încălzit şi răcit alternativ, pierderile de căldură ale maşinii erau relativ scăzute.

De asemenea, maşina lui Watt era mai rapidă, pentru că se puteau admite mai mulţi aburi în cilindru odată ce pistonul se întorcea în poziţia iniţială.

Aceasta şi alte îmbunătăţiri concepute de Watt au făcut ca maşina cu aburi să poată fi folosită într-o gamă largă de aplicaţii.

Ulterior se mută în Anglia la Birmingham. Aici se înscrie într-un club, “Lunar Society”, care - în ciuda numelui înşelător - era de fapt un club ştiinţific format din inventatori.

Multe din originalele lucrărilor sale se găsesc la "Birmingham Cultural Library" (Biblioteca Centrală din Birmingham).

James Watt, împreună cu un industriaş britanic, Matthew Boulton, reuşesc să creeze o întreprindere de fabricare a ceea ce se numea maşina cu abur a lui Watt, îmbunătăţită (1774).

Tot aici va realiza, împreună cu un alt inventator scoţian William Murdoch, un angrenaj de convertire a mişcării verticale în mişcare de rotaţie (1781).

Ulterior, a mai realizat o maşină cu dublă acţiune (1782).

Cea mai mare realizare a sa este considerată a fi brevetarea în anul 1784 a locomotivei cu abur (vezi figura 6).

Practic putem considera că în acel an, 1784, s-a născut transportul pe calea ferată.

Fig. 8 Autovehiculul lui Cugnot, creat în 1769; aici se prezintă modelul îmbunătăţit

Fig. 9 Motorul Cugnot, 1769

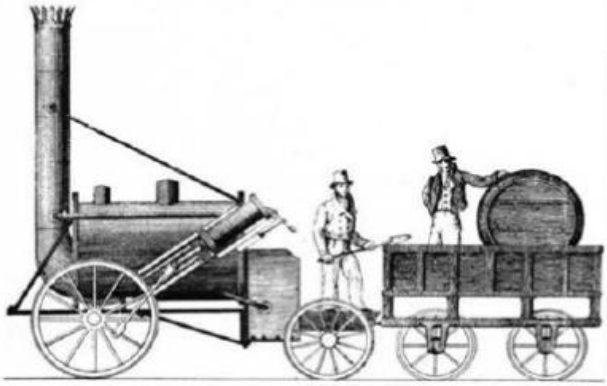


Fig. 10 Locomotiva George Stephenson, 1814

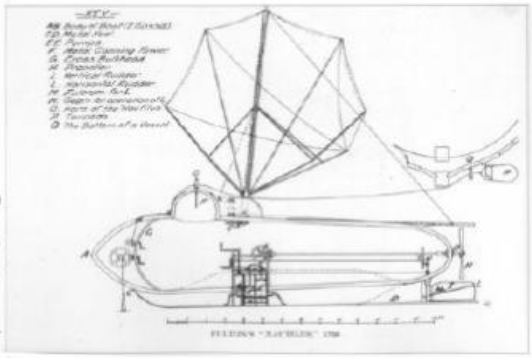


Fig. 11 Submarinul Nautilus al lui Fulton, construit în 1798 şi testat în anul 1800.

Interesant este faptul că primul motor cu aburi al lui Watt (prima variantă din 1769) a fost preluată de inginerul francez Nicolas Joseph Cugnot şi adaptată original (vezi figura 8) pentru a fi utilizată chiar în acelaşi an (1769) la construirea primului vehicul (autovehicul), destinat iniţial transportului de militari şi armament, dar şi tractării de armament greu, tunuri grele.

Viteza maximă a acestui prim autovehicul (varianta îmbunătăţită, vezi figura 9) la sarcină maximă (patru militari în vehicul plus tunuri grele tractate, care să nu depăşească 4t) era de 5 km pe oră, iar la o încărcătură pe jumătate atingea pe drumuri uscate 8,5 km/h.

Prima locomotivă cu aburi, funcţională pe calea ferată, a fost construită plecând tot de la modelul lui Watt, de inginerul britanic George Stephenson (1781–1848), abia în anul 1814 (vezi figura 10).

Robert Fulton (căruia i se atribuie incorect construcţia sau şi construcţia primelor nave motorizate 1803-1807) poate fi creditat a fi fost autorul planurilor şi constructorul efectiv (1798) al primului submarin funcţional, comandat de Napoleon Bonaparte, denumit Nautilus, care a fost testat în anul 1800 (vezi figura 11) în Franţa de însuşi Fulton împreună cu trei mecanici, scufundându-se până la adâncimea de 25 picioare.

Împreună cu fabricantul Mathiew Boulton, inginerul scoţian James Watt construieşte primele motoare navale cu aburi (fig. 7) şi în mai puţin de o jumătate de secol, vântul ce asigurase mai bine de 3000 de ani forţa de propulsie pe mare mai umfla acum doar pânzele navelor de agrement.

În 1785 intră în funcţiune, prima filatură acţionată de forţa aburului, urmată rapid de alte câteva zeci.

Dezvoltarea motoarelor navale, pentru trenuri, autovehicule, cât şi cea a motoarelor pentru ţesătorii automate, au dus şi la dezvoltarea industriei siderurgice europene şi americane (iar mai apoi şi a celei mondiale).

Este remarcabil faptul că primul vehicul motorizat (echipat cu un motor termic cu aburi) a fost un autovehicul, au urmat apoi un submarin, diverse nave şi la urmă trenurile. Motoarele cu aburi au mai fost utilizate (şi mai sunt folosite chiar şi în prezent) ca motoare termice staţionare în uzine, acţionând pompe, reductoare şi maşini unelte.

Unul dintre cele mai vechi motoare cu aburi utilizate (inclusiv la locomotive), adaptat prima dată tot de Watt, este „motorul cu abur cu trei rezervoare de expansiune" (vezi figura 12).

Nu doar că s-au mai păstrat unele motoare de acest gen, dar ele au început să fie reutilizate, datorită poluării reduse produse de ele, şi a randamentului bun realizat. Dezavantajul lor principal, pentru care aproape că au dispărut în „epoca

combustibililor de culoare neagră" (dominată de petrol), era lipsa de compactitate. Un avantaj al lor este însă faptul că aşa cum au şi debutat, ele pot folosi diverşi combustibili, putând fi utile pentru a diminua consumul de produse petroliere, şi rămânând în viaţă chiar şi atunci când petrolul se va diminua, până la dispariţia sa.

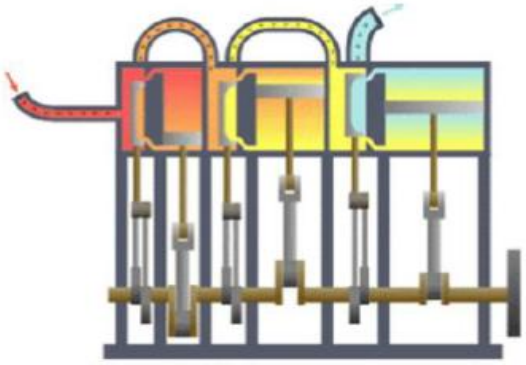


Fig. 12 Motor cu abur cu 3 rezervoare de expansiune.

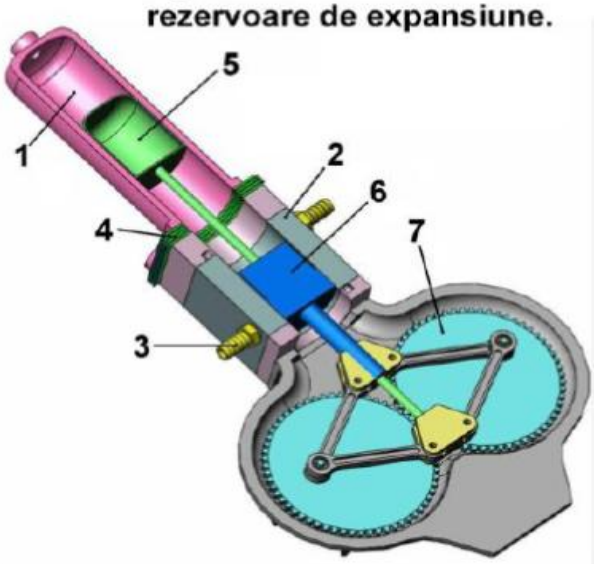


Fig. 13 Motor Stirling de tip Beta.

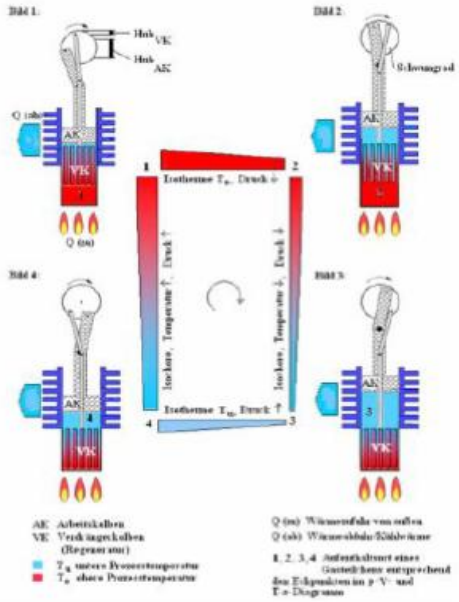


Fig. 14 Timpii de funcţionare ai motorului Beta Stirling.

Fiind motoare cu ardere externă, ele pot fi adaptate pentru a folosi diverşi combustibili, cum ar fi biocombustibilii, alcoolii, hidrogenul, uleiurile vegetale, din seminţe, din soia, din alune, sau extrase din diverse plante, ori biocombustibilii extraşi din alge marine şi oceanice, etc. Nu mai e nevoie să hrănim aceşti „cai putere nobili" doar cu cărbuni de proastă

calitate, şi să spunem apoi că aceste motoare scot fum „urât mirositor" (cărbunele a reprezentat un combustibil poluant al planetei).

Hai să ne imaginăm, aceste „bunicuţe şi bunici" modernizaţi, să ne imaginăm aceste motoare „scoase de la naftalină", lustruite frumos, redesenate pe principii moderne, redimensionate la combustibili moderni (compactizate), construite din materiale moderne (ceramice, super metale, aliaje speciale, etc.), şi să ne gândim la faptul că ele pot deveni o sursă reală alternativă de transport, de motorizare, chiar şi atunci când petrolul nu va mai fi, alături de motoarele electrice moderne, alături de motoarele cu ardere internă pe hidrogen, împreună cu celelalte tipuri de motoare termice cu ardere externă (Stirling).

Mai putem să ne imaginăm apa încălzită până la starea de vapori cu ajutorul unor rezistenţe electrice moderne, prin inducţie, cu microunde, sau diverse mijloace moderne, utilizând energia electrică solară, captată şi stocată în acumulatori moderni.

Rezultatul..., motoare termice puternice, robuste, dinamice, compacte, fără noxe, fără petrol, fără fum, lucrând cu randamente ridicate (nu doar mecanice ci şi termice).

I.1.2. Motoarele cu ardere externă de tip stirling

Tot în acest context se înscriu şi motoarele Stirling moderne.

În figura 13 se poate vedea secţiunea unui **motor** de tip **Beta Stirling cu mecanism de bielă rombic**.

[1 (roz) – peretele fierbinte al cilindrului, 2 (cenuşiu închis) - peretele rece al cilindrului (cu 3 (galben) racorduri de răcire), 4 (verde închis) – izolaţie termică ce separă capetele celor doi cilindri, 5 (verde deschis) – piston de refulare, 6 (albastru închis) – piston de presiune, 7 (albastru deschis)-volanţi; Nereprezentate: sursa exterioară de energie

şi radiatoarele de răcire. În acest desen pistonul de refulare este utilizat fără regenerator.]

Un motor de tip Beta Stirling are un singur cilindru în care sunt aşezate un piston de lucru şi unul de refulare montate pe acelaşi ax.

Pistonul de refulare nu este montat etanş şi nu serveşte la extragerea de lucru mecanic din gazul ce se dilată, el având doar rolul de a vehicula gazul de lucru între schimbătorul de căldură cald şi cel rece.

Când gazul de lucru este împins către capătul cald al cilindrului, se dilată şi împinge pistonul de lucru.

Când este împins către capătul rece, se contractă şi momentul de inerţie al motorului, de obicei mărit cu ajutorul unui volant, împinge pistonul de lucru în sensul opus, pentru a comprima gazul.

Spre deosebire de tipul Alfa în acest caz se evită problemele tehnice legate de inelele de etanşare de la pistonul cald.

Cei patru timpi de funcţionare a motorului Beta Stirling se pot vedea în figura 14, [5, 6].

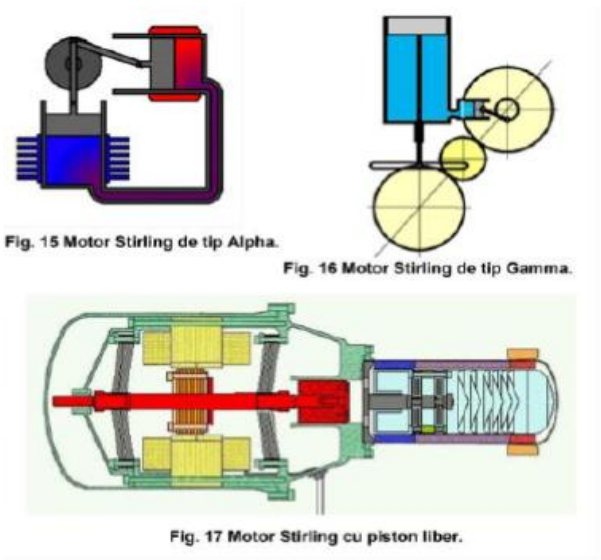


Fig. 15-17. *Motoare stirling*

Un model Alfa Stirling poate fi urmărit în figura 15.

Un motor de tip Alfa Stirling conţine două pistoane de lucru, unul cald şi altul rece, situate separat în câte un cilindru. Cilindru pistonului cald este situat în interiorul schimbătorului de căldură de temperatură înaltă, iar cel al pistonului rece în schimbătorul de căldură de temperatură scăzută. Acest tip de motor are o putere litrică foarte mare dar prezintă dificultăţi tehnice din cauza temperaturilor foarte mari din zona pistonului cald şi a etanşării sale. Funcţionarea motorului Alfa Stirling poate fi descrisă în patru timpi:

Timpul 1: Cea mai mare parte a gazului de lucru este în contact cu peretele cilindrului cald; ca urmare se încălzeşte mărindu-şi volumul şi împingând pistonul spre capătul cilindrului. Dilatarea continuă şi în cilindrul rece al cărui piston are o mişcare defazată cu 90° faţă de pistonul cilindrului cald, însoţită de extragere în continuare de lucru mecanic.

Timpul 2: Gazul de lucru a ajuns la volumul maxim. Pistonul în cilindrul cald începe să împingă cea mai mare parte din gaz în cilindrul rece unde pierde din temperatura acumulată şi presiunea scade.

Timpul 3: Aproape toată cantitatea de gaz este în cilindrul rece şi răcirea continuă. Pistonul rece, acţionat de momentul de inerţie al volantului sau o altă pereche de pistoane situate pe acelaşi arbore comprimă gazul.

Timpul 4: Gazul ajunge la volumul minim şi pistonul din cilindrul cald va permite vehicularea spre acest cilindru unde va fi încălzit din nou şi va începe cedarea de lucru mecanic către pistonul de lucru.

Modelul Gamma Stirling poate fi urmărit în figura 16.

Un motor de tip Gama Stirling este un Beta Stirling la care pistonul de lucru este montat într-un cilindru separat alăturat de cilindrul de refulare, dar este conectat la acelaşi volant. Gazul din cei doi cilindri circulă liber între aceştia. Această variantă produce o rată de compresie mai mică dar este constructiv mai simplă şi adeseori este utilizat în motoare

Stirling cu mai mulţi cilindri. Funcţionarea motorului Gama Stirling:

Timpul 1: În timpul acestei faze pistonul de lucru efectuează o cursă minimă, volumul total este minim. În schimb pistonul de refulare efectuează o cursă lungă şi gazul de lucru se încălzeşte.

Timpul 2: Pistonul de refulare are o cursă scurtă, pe când pistonul de lucru efectuează mai mult de 70 % din cursa sa totală. El generează energie mecanică.

Timpul 3: Pistonul de refulare efectuează cea mai mare parte din cursa sa: gazul este răcit. Pistonul de lucru are o cursă scurtă.

Timpul 4: Pistonul de refulare rămâne în partea superioară a cilindrului: gazul este complet răcit. Faţă de acesta pistonul de lucru parcurge cea mai mare parte a cursei sale: comprimă gazul şi cedează lucru mecanic în acest scop.

Un domeniu deosebit îl reprezintă **motoarele Stirling "cu piston liber"**, între care se enumeră şi cele cu piston lichid şi cele cu diafragmă (vezi figura 17).

I.1.3. Concluzii

Motoarele termice cu ardere externă nu sunt perimate cum se credea, ci reprezintă chiar o rezervă uriaşă pentru constructorii de motoare termice, pentru cercetători, proiectanţi, ingineri, aducând cu sine atuul funcţionării cu aproape orice tip de combustibil, nefiind condiţionate de combustibilii fosilici (poluanţi, scumpi şi pe cale de a se epuiza). Între motoarele termice cu ardere externă se remarcă motoarele Stirling moderne, variate, cu randamente mari, compactizabile, şi funcţionând direct cu orice fel de combustibili. Ele nu mai sunt legate azi de cărbunii poluanţi, şi pot fi utilizate cu diverse surse de combustibili şi sau energie. Este posibilă funcţionarea lor cu energie electrică obţinută de la soare, sau cu combustibilul hidrogen (care se găseşte sau poate fi obţinut în cantităţi industriale) care la toate motoarele cu ardere externă poate fi

stocat şi ars la nivel celular, eliminând astfel orice pericol de explozie.

Teoretic orice diferenţă de temperatură va pune în funcţiune un motor Stirling. Sursa de căldură poate fi atât energia degajată prin ardere de un combustibil, ceea ce îndreptăţeşte utilizarea termenului de motor cu ardere externă, cât şi energia solară, geotermală, nucleară, sau chiar de origine biologică. Deasemenea şi o "sursă rece" având temperatura sub cea a mediului ambiant, poate fi utilizată pentru asigurarea diferenţei de temperatură. Sursa rece apare în locul unde se utilizează lichide criogenice sau gheaţă. Pentru a se putea genera puteri semnificative la diferenţe mici de temperaturi este nevoie a se vehicula mari cantităţi de fluid prin schimbătorul de căldură extern, ceea ce va cauza pierderi suplimentare şi va reduce randamentul ciclului. Deoarece sursa de căldură şi gazul de lucru sunt separate printr-un schimbător de căldură, se poate apela la o gamă largă de surse de căldură inclusiv carburanţi sau căldură reziduală rezultată din alte procese. Având în vedere că aceştia nu intră în contact cu piesele interne în mişcare, motorul Stirling poate funcţiona şi cu biogaz cu conţinut de siloxan, fără a exista pericolul acumulării de silicaţi cea ce ar deteriora componentele cum ar fi de altfel cazul la motorul cu combustie internă ce ar utiliza acelaşi tip de carburant. Durata de viaţă a lubrifianţilor este semnificativ mai mare decât la motorul cu ardere internă [5-6].

I.2. Motoarele termice cu ardere internă

Astăzi ideile şi modelele pentru automobilul viitorului s-au înmulţit mai mult ca oricând, şi se înmulţesc în continuare pe zi ce trece. Asistăm neputincioşi la o avalanşă de soluţii noi privind motorizarea sau transmisia autovehiculului. Hibrizii [4] care promiteau o rezolvare imediată (pe care nu au adus-o nici pe departe) se diversifică lunar. Fiecare nouă apariţie declară că reprezintă soluţia finală, pretinzând că s-a rezolvat astfel şi problema combustibilului, cea energetică, şi a noxelor.

I.2.1. Situaţia actuală a motoarelor termice cu ardere internă

Poate că nu este rău că am atins o diversificare extremă. Acest lucru trădează revoluţia tehnologică pe care o trăim în direct, dar şi faptul că avem unele probleme legate de energie, combustibili, poluare [3], etc, încă nerezolvate, care cer noi şi noi modele (patente) până la găsirea unei (unor) forme finale.

Rezolvarea de moment a crizei energetice mondiale (care putea duce la diminuarea până la dispariţie a combustibililor petrolieri), criză care „ne bântuie" încă din anii 75-80, s-a făcut pe seama renunţării în mare parte a folosirii combustibililor fosilici pentru centralele electro sau termo-energetice (centrale care au fost schimbate din mers cu cele nucleare; în plus acum se dezvoltă în forţă centralele electrice cu celule fotovoltaice care generează energie electrică curată prin captarea energiei solare şi transformarea ei direct în curent electric la nivel celular; randamentul convertirii a crescut de la circa 5% la aproximativ 43%). Având acum suficientă energie (inclusiv electrică) s-a trecut mai peste tot şi la electrificarea transporturilor în proporţie de 70-90% (autotrenuri şi trenuri electrice, rame electrice, tramvaie, troleibuze, metrouri, autoturisme, etc). „Petrolul a răsuflat uşurat" pentru moment. La fel şi motoarele cu ardere internă utilizate cu precădere la autoturisme.

Chiar dacă am mai avut timp să descoperim noi zăcăminte petroliere, să începem extracţia şi din cele de adâncimi mai mari, chiar dacă cele vechi au mai câştigat timp să se mai refacă cât de cât, chiar dacă am sfredelit şi platourile marine cu riscul creerii în viitor a unor noi cutremure, şi chiar dacă am trece cu industrie cu tot să ne îmbrăcăm din nou sănătos (din in, cânepă, bumbac, mătase naturală, lână, etc...), un lucru este clar, „mai devreme sau mai târziu petrolul (aurul negru) se va termina, stocurile fosilice se vor epuiza". Acesta este motivul principal pentru care benzina şi motorina s-au

scumpit foarte mult începând din anii 1980 şi până în prezent (şi nici nu se vor mai ieftini).

Acesta este motivul real pentru care noi toţi automobiliştii căutăm noi şi noi soluţii. Iubitorii motorului cu ardere internă (vezi fig. 2.1-2.3) nu pot renunţa uşor la el. E prea robust, compact, dinamic, rapid, puternic, independent [1-3].

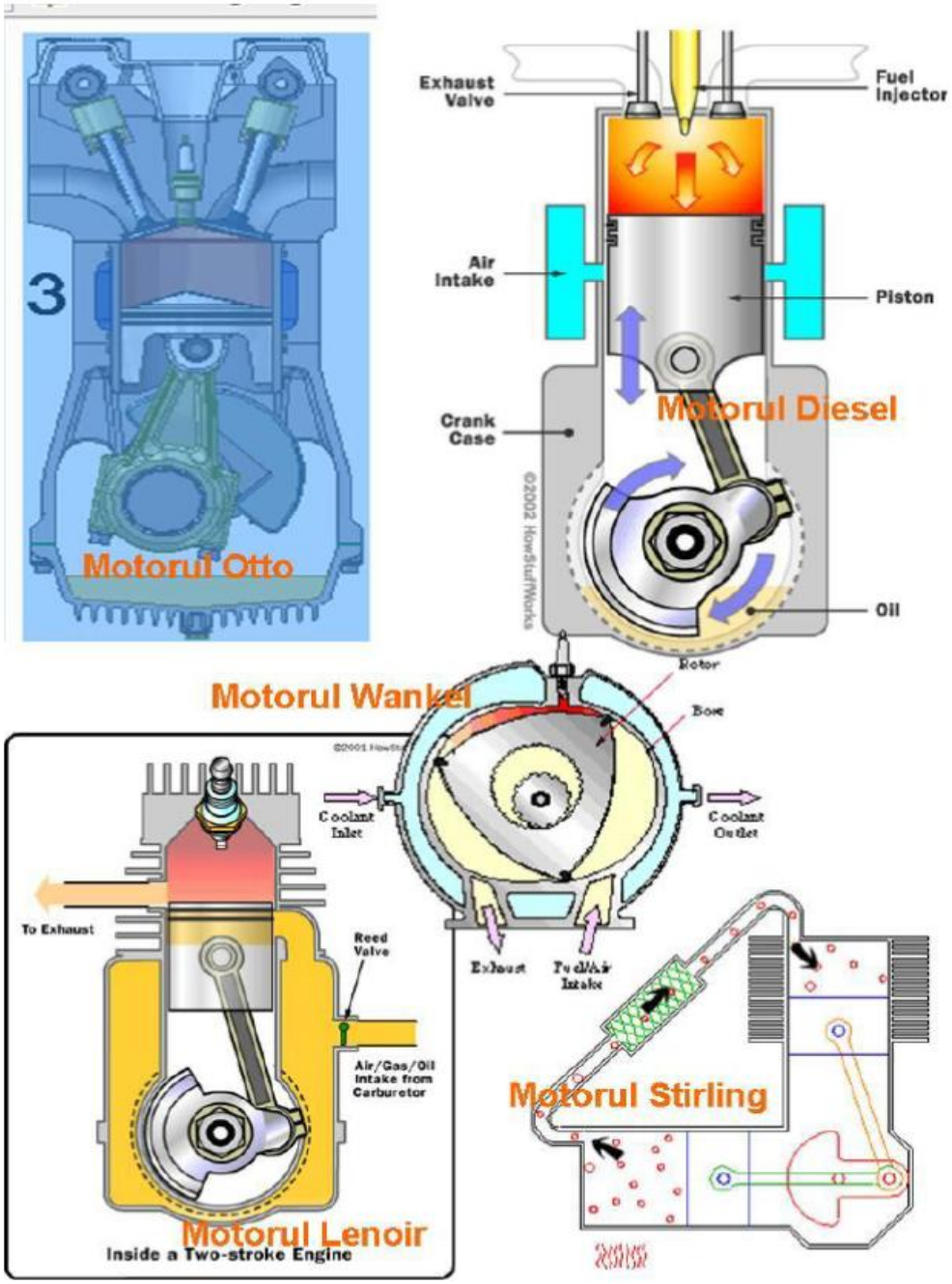


Fig. 2.1. *Otto, Diesel, Wankel, Lenoir, Stirling*

Fig. 2.2. *Motorul rotativ Wankel*

Fig. 2.3. *Primele motoare termice cu ardere internă.*

În condiţiile în care încep să apară motoarele magnetice, combustibilii petrolieri se împuţinează, energia care era obţinută prin arderea petrolului este înlocuită cu energie nucleară, hidroenergie, energie solară, eoliană, şi cu alte tipuri de energii neconvenţionale, în condiţiile în care motoarele electrice au luat locul celor cu ardere internă în transportul public, dar mai recent ele au pătruns şi în lumea autoturismelor (Honda a realizat un autovehicul care utilizează un motor electric compact, iar energia electrică consumată de la acumulator este refăcută printr-un sistem care foloseşte un generator electric cu arderea hidrogenului în celule; astfel avem o maşină care arde hidrogen, dar este acţionată de un motor electric), care este rolul şi ce perspective mai au motoarele cu ardere internă de tip Otto, Diesel, Wankel, Lenoir, sau Stirling (fig. 1)?

Motoarele cu ardere internă în patru timpi (Otto, Diesel, Wankel) sunt robuste, dinamice, compacte, puternice, fiabile, economice, autonome, independente şi vor fi din ce în ce mai nepoluante [2, 4].

Motoarele magnetice (combinate şi cu cele electromagnetice) sunt abia la început, însă ele ne oferă o perspectivă îmbucurătoare mai ales în industria aeronautică. Probabil că la început ele nu vor putea fi folosite la acţionarea directă a transmisiei, ci vor genera curent electric care va umple acumulatorul din care se va alimenta efectiv motorul (probabil un motor electric).

Motoarele Otto, sau cele cu ardere internă în general, vor trebui să se adapteze la noul combustibil, hidrogenul. Acesta fiind compus din elementul de bază (hidrogenul) se poate extrage industrial practic din orice alt element (sau combinaţie) prin procedee nucleare, chimice, fotonice, prin radiaţii, prin ardere, etc. (cel mai uşor hidrogenul poate fi extras din apă, prin descompunerea ei în elementele constituente, hidrogenul şi oxigenul; prin arderea hidrogenului se reface apa pe care o redăm circuitului ei natural, fără pierderi şi fără poluare; o altă soluţie este extragerea din apă a hydroxylului lichid). Hidrogenul trebuie stocat în rezervoare cu celule (de tip fagure) pentru a nu exista pericolul unor explozii; cel mai frumos ar fi dacă am putea descompune apa direct pe autovehicul, caz în care rezervorul s-ar alimenta cu apa (şi aici s-au anunţat unele reuşite: de exemplu având în vedere pierderile energetice impuse de acest proces, am putea să le compensăm prin captarea energiei fotonice şi conversia ei în energie electrică; o mare parte din aceasta ar putea fi utilizată la disocierea apei în hidrogen sau hidroxil).

Ca o soluţie de rezervă (nu prea dorită), există arbori care pot dona combustibili de tip petrol, care ar putea fi plantaţi pe zone extinse, sau direct în curtea consumatorului.

Cu mulţi ani în urmă, Profesorul Melvin Calvin, (Berkeley University), a descoperit că arborele Euphora, o specie rară, conţine în trunchiul său un lichid care are aceleaşi însuşiri ca şi ţiţeiul brut.

Acelaşi profesor a descoperit pe teritoriul Braziliei un copac care conţine în trunchiul său un combustibil cu proprietăţi asemănătoare motorinei. În cursul unei călătorii în Brazilia, băştinaşii l-au condus pe profesorul Calvin la un copac numit de ei "copa-iba". În momentul găuririi trunchiului copacului, din acesta a început să curgă un lichid auriu, care era folosit de băştinaşi ca materie primă de bază pentru prepararea parfumurilor sau, în formă concentrată, ca balsam. Nimeni nu observase că acesta este un combustibil pur ce poate fi utilizat direct de motoarele diesel. Calvin a declarat că, după ce a turnat lichidul extras din trunchiul copacului direct în rezervorul maşinii sale (echipată cu un motor Diesel) motorul a funcţionat ireproşabil. În Brazilia copacul este destul de răspândit. El ar putea fi adaptat şi în alte zone ale lumii, plantat atât în păduri sau parcuri, cât şi în curţile unor oameni. Dintr-un copac crestat se umple circa jumătate de rezervor, iar crestătura se acoperă şi nu se mai deschide decât după şase luni; asta înseamnă că având 12 arbori într-o curte, un om poate umple un rezervor lunar cu noul combustibil diesel natural.

În unele ţări se produc alcooli sau uleiuri vegetale, pentru utilizarea lor drept combustibili (nu e o soluţie nouă şi nici prea eficientă).

Auzim din ce în ce mai des de biocombustibili (Diesel a gândit primul său motor pentru o funcţionare cu biodiesel, mai exact cu ulei vegetal biologic extras din alune, dar motorina care atunci se găsea din belşug a reuşit să ia locul biocombustibililor la vremea respectivă, având atunci şi un preţ foarte scăzut).

Recent s-a născut ideea utilizării algelor marine pentru obţinerea unor combustibili vegetali superiori. Având în vedere cantitatea uriaşă de alge pe care am putea-o recolta, din oceanul planetar, varianta este chiar interesantă.

În viitor, aeronavele vor utiliza motoare ionice, magnetice, cu laseri sau diverse microparticule (ioni) accelerate.

Astfel de mini motoare vor putea acţiona în viitor şi diversele mijloace de transport, iar cândva poate chiar autovehiculele. Au apărur deja spre vânzare şi mini

centralele nucleare particulare (utilizate de mult pe nave şi submarine); cine dispune de bani va putea să-şi adapteze aceste minicentrale nucleare pentru diverse nevoi personale, inclusiv pentru transportul particular, dacă legile nu vor împiedica acest lucru.

MagLev-ul (Magnetic-Levitation) funcţionează deja cu succes în China şi Japonia de mulţi ani demonstrând din nou superioritatea forţelor exercitate de câmpurile electromagnetice.

Chiar şi-n aceste condiţii motoarele cu ardere internă vor trebui menţinute la vehiculele terestre (cel puţin), pentru puterea, compactitatea, fiabilitatea şi mai ales dinamica lor.

I.2.2. Aspecte actuale şi perspective

Dezvoltarea şi diversificarea autovehiculelor rutiere şi a vehiculelor, locomotive, autotrenuri, şalupe, etc, mai ales cea a automobilelor, împreună cu motoarele termice, în special cele cu ardere internă (fiind mai compacte, mai robuste, mai independente, mai fiabile, mai puternice, mai dinamice, etc...), a forţat şi dezvoltarea într-un ritm mai alert a dispozitivelor, mecanismelor, şi ansamblurilor componente. Cele mai studiate fiind trenurile de putere şi cel al transmisiei.

Problema randamentului foarte scăzut, a noxelor mari şi a consumului foarte mare de putere şi de combustibil de către mecanismele de distribuţie, a fost mult ameliorată şi reglementată în ultimii 20-30 ani, prin dezvoltarea şi introducerea unor mecanisme de distribuţie moderne, care pe lângă randamente mai ridicate (ce aduc imediat o mare economie de combustibili) realizează şi o funcţionare optimă, fără zgomote, fără vibraţii, cu noxe mult diminuate, în condiţiile în care turaţia motorului maximă posibilă a crescut de la 5000-6000 la circa 30000 [rot/min].

O performanţă deosebită o reprezintă creşterea în continuare a randamentului mecanic al mecanismului motor principal şi cel al sistemelor de distribuţie, până la cote

nebănuite până în prezent, fapt ce va aduce o economie de combustibili majoră.

Astăzi toate motoarele cu ardere internă (dar şi cele cu ardere externă care mai sunt utilizate) funcţionează în general la standarde ridicate, cu consumuri mici de combustibili, cu nivele scăzute de vibraţii şi zgomote, cu emisii de noxe extrem de reduse, comform reglementărilor actuale care sunt şi ele din ce în ce mai drastice.

Rezervele de petrol şi cele energetice actuale ale omenirii sunt limitate. Dar până la implementarea de noi surse energetice (care să preia controlul real în locul combustibililor fosilici) o sursă alternativă reală de energie şi de combustibili este chiar „scăderea consumului de combustibil al unui autovehicul", fie că vom arde petrol, gaze şi derivaţi petrolieri, fie că vom implementa într-o primă fază biocombustibilii (lucru ce s-a şi realizat în unele ţări, cum ar fi Brazilia, USA, Germania, etc), iar mai târziu şi hidrogenul (extras din apă) eventual.

Deocamdată problema cea mare a hidrogenului, elementul de bază al vieţii, cu un singur nucleon (proton) în componenţa nucleului său, problema hidrogenului care se poate obţine practic din orice (prin diferite reacţii chimice, nucleare, etc), nu mai este faptul că el abundă în univers, în galaxia noastră şi în sistemul nostru solar, dar e foarte puţin prezent pe Terra, deoarece se poate extrage şi din apă în cantităţi enorme, iar randamentul energetic al extragerii lui a devenit chiar acceptabil, dispozitivele necesare stocării lui fiind deja bine puse la punct, iar prin arderea lui obţinându-se energie termică şi apă el nu poluează atmosfera aşa cum o fac hidrocarburile, alcoolii, uleiurile vegetale, sau alţi combustibili, astfel încât hidrogenul ar fi ideal drept combustibil dacă ar fi extras din apă şi ars imediat, fără stocare, deoarece problema lui cea mai mare a rămas tot stocarea lui sub formă lichidă, stocare pentru care se consumă o energie enormă comparativ cu cea obţinută prin arderea lui, astfel încât se pune problema reală dacă nu ar fi mai bine să se renunţe la el.

Dacă vom folosi un motor electric în locul celui clasic propus pentru a utiliza hidrogenul, consumul energetic ar fi

de circa 10 ori mai mic. Să presupunem că dorim să mai scădem noxele produse de un motor termic care funcţionează pe bază de hidrocarburi, şi trecem acest motor pe hidrogen. Dacă energia utilizată pentru lichefierea şi stocarea hidrogenului necesar este de circa 10 ori mai mare şi chiar şi mai mult, şi de multe ori se utilizează pentru obţinerea ei tot generatoare staţionare cu ardere de hidrocarburi, înseamnă că pentru trecerea unui singur motor pe hidrogen utilizăm alte 10 motoare pe hidrocarburi numai pentru lichefierea şi stocarea hidrogenului necesar unui singur motor, de fapt poluarea globală a crescut de circa 10 ori, şi poate chiar mai mult. Se pot utiliza în unele locuri surse energetice regenerabile, curate (eoliene, solare, etc) pentru stocarea hidrogenului necesar, caz în care se poate vorbi de o reală eliminare a poluării globale prin trecerea la combustibilul hidrogen, dar tot nu se poate vorbi de o economie reală de energie deoarece cu energia utilizată pentru obţinerea unui plin de hidrogen, s-ar fi putut alimenta direct minim zece autovehicule echipate cu motoare electrice.

Problema în care ne aflăm pare să nu aibă soluţie pentru moment, astfel încât ideea utilizării hidrogenului stocat se poate spune că a eşuat, deocamdată, hidrogenul fiind implementat mai mult la autobuze, adică acolo unde se poate construi mai uşor o bază specială de îmbuteliere a hidrogenului şi de alimentare a autobuzelor. Chiar şi aşa ar fi bine să fie introdus iniţial pe toate autobuzele aflate în circulaţie care respectă condiţia ca energia utilizată pentru stocarea hidrogenului să fie obţinută direct din regenerabile, deoarece consumând curent din reţeaua publică pentru fiecare motor trecut pe hidrogen utilizăm alte zece motoare pe hidrocarburi care să-i genereze curentul care-i stochează hidrogenul (ştiut fiind faptul că pe planetă energia electrică încă se mai obţine şi din hidrocarburi, în procente ridicate de circa 60%).

Altfel, dacă vom desface direct apa în hidrogen şi oxigen şi vom trimite imediat hidrogenul pentru arderea sa direct într-un motor, sau într-un arzător specializat (arderea sa

completă făcându-se în celule) implementarea hidrogenului pe post de combustibil va fi una de succes.

Deocamdată, pe lângă rezervele de hidrocarburi existente, se anunţă descoperirea de rezerve noi, în special gaze, care deşi sunt mai greu de extras, au marele avantaj de a exista în cantităţi foarte mari.

În acest mod vom putea prelungi mult viaţa „bătrânului Otto (figura 2.4)" şi pe cea a lui „Moş Diesel (figura 2.5)".

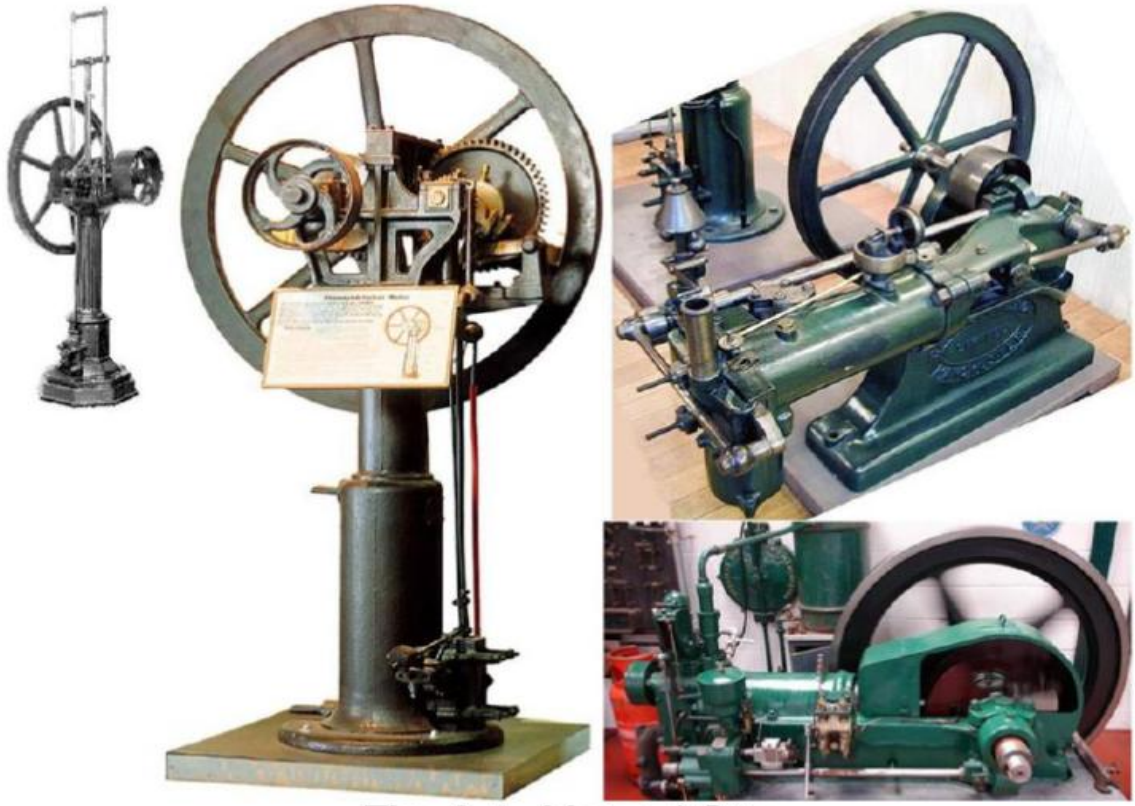


Fig. 2.4. *Motorul Otto*

Chiar şi aşa o să fie nevoie în continuare de motorişti şi automobilişti, pentru a îmbunătăţi permenent motoarele termice utilizate (grupul de putere), transmisiile de putere împreună cu trenul de rulare, şi chiar autovehiculul în ansamblul lui.

Scăderea consumului de combustibil pentru un anumit tip de vehicul, pentru o sută de km parcurşi, s-a produs în mod constant din anul 1980 şi până în prezent şi va continua şi în viitor.

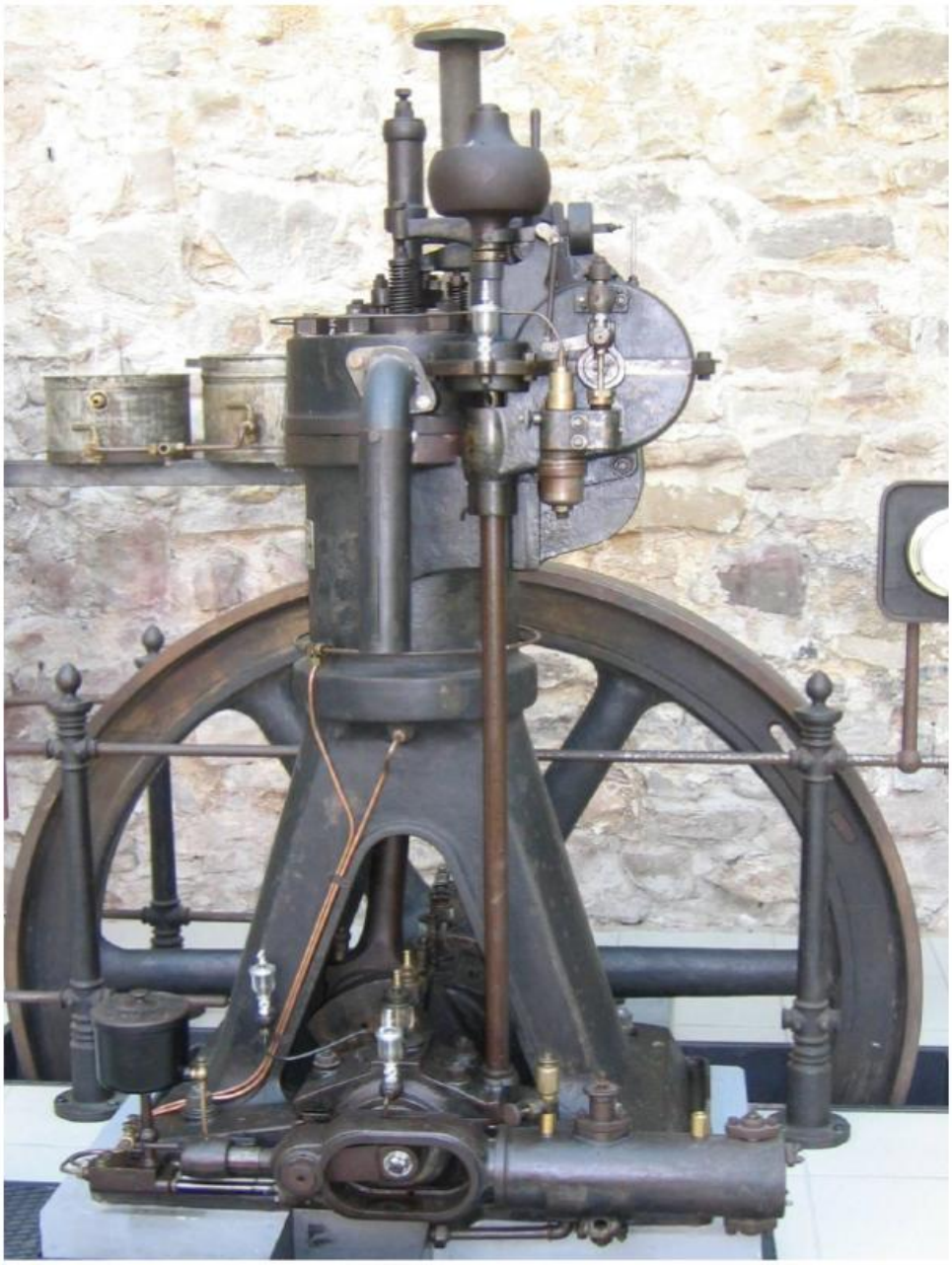


Fig. 2.5. *Motorul Diesel*

Chiar dacă se vor înmulţi hibrizii şi automobilele cu motoare electrice, să nu uităm că ele trebuie să se încarce cu curent electric care în general este obţinut tot prin arderea combustibililor fosilici, cu precădere petrol şi gaze, în proporţie planetară actuală de circa 60%. Ardem petrolul în centrale termice mari ca să ne încălzim, să avem apă caldă menajeră, şi energie electrică pentru consum casnic, stradal, industrial, comercial, etc, şi o parte din această energie o luăm suplimentar şi o consumăm suplimentar pe (auto)vehicule cu motoare electrice, dar problema globală, energetică nu se rezolvă, criza chiar se adânceşte. Aşa s-a întâmplat atunci când am electrificat forţat calea ferată pentru trenuri, când am generalizat tramvaiele, troleibuzele şi metrourile, consumând brusc mai mult curent electric produs mai ales din petrol; consumul petrolier a crescut brusc, iar preţul său a trebuit să aibă un salt uriaş.

Aspectul cel mai grav al acestui fapt (care pare să fi trecut neobservat de marile guverne ale lumii comtemporane) este că poluarea şi consumul datorate arderilor suplimentare de petrol, produse petroliere şi gaze, în centrale energetice mondiale, au crescut foarte mult şi foarte brusc, datorită consumului sporit de energie electrică obţinută în mare parte tot din arderea combustibililor clasici, aflaţi pe cale de dispariţie (rezervele de petrol ale Terrei s-ar putea epuiza efectiv în următorii 40-50 ani dacă continuăm tot aşa, deoarece deocamdată energiile noi implementate, regenerabile şi sustenabile abia dacă realizează 2-3% nesemnificative dealtfel din producţia globală energetică, circa 40% fiind totuşi realizate din noii biocombustibili, din biomasă, din energia nucleară obţinută prin fisiune şi din hidrocentrale). Deocamdată energia eoliană, cea solară, cea obţinută din maree, din valurile mărilor şi oceanelor, din izvoarele termice (gheizăre), pe cale chimică, sau prin diverse alte căi, abia atinge acum circa 1-3% din producţia mondială de energie (inclusiv cea electrică).

Ce se întâmplă de fapt? Auzim vorbindu-se mereu de eforturile pe care marile guverne ale lumii le fac pentru implementarea forţată a unor astfel de noi tehnologii nepoluante şi sustenabile, în special noi centrale solare şi

eoliene. Creşterile anunţate sunt de circa 30-40% anual şi totuşi randamentul lor, prezenţa lor în ponderea energiilor mondiale obţinute rămâne încă nesemnificativă. Realitatea este că aceste creşteri se raportează tot la tehnologiile de acest fel existente global, care sunt încă nesemnificative per total, iar o creştere de 40% din 1-2% reprezintă o creştere reală de circa 0,8% anual, creştere care abia se observă în condiţiile păstrării producţiei şi consumului mondial de energie, deoarece din păcate atât consumul energetic mondial cât şi producţia globală de energie suferă anual o creştere semnificativă procentuală care nu doar că egalează dar chiar depăşeşte uneori cu mult procentul efectiv de creştere a regenerabilelor moderne (eoliene, solare, etc.), astfel încât ar fi necesare creşteri mult mai susţinute la energiile noi, curate, pentru ca ele să realizeze o înlocuire reală treptată a centralelor cu petrol, produse petroliere, gaze naturale şi cărbune.

Generalizând brusc şi automobilele electrice (deşi nu suntem încă pregătiţi real pentru acest lucru), vom da o nouă lovitură rezervelor de petrol şi gaze, astfel încât în loc să le lungim viaţa acestor rezerve la 100-200 ani, le-o vom scurta la 30-40 ani.

Din fericire în ultima vreme s-au dezvoltat foarte mult biocombustibilii, biomasa şi energetica nucleară (deocamdată cea bazată pe reacţia de fisiune nucleară). Acestea împreună şi cu hidrocentralele, au reuşit să producă circa 40% din energia reală consumată global. Numai circa 2-3% din resursele energetice globale sunt produse prin diverse alte metode alternative (în ciuda eforturilor făcute până acum).

Acest fapt nu trebuie să ne dezarmeze, şi să renunţăm la implementarea centralelor solare, eoliene, etc.

Totuşi, ca o primă necesitate de a scădea şi mai mult procentul de energii globale obţinute din petrol şi gaze, primele măsuri energice ce vor trebui continuate, vor fi sporirea producţiei de biomasă şi biocombustibili, împreună cu lărgirea numărului de centrale nucleare (în ciuda unor evenimente nedorite, care ne arată doar faptul că centralele nucleare pe fisiune trebuiesc construite cu un grad sporit de

siguranţă, şi în nici un caz eliminate încă de pe acum, ele fiind în continuare, cea ce au fost şi până acum, „un rău necesar").

Sursele alternative vor lua ele singure o amploare nebănuită, dar aşteptăm ca şi energia furnizată de ele să fie mult mai consistentă în procente globale, pentru a putea să ne şi bazăm pe ele la modul real (altfel, riscăm ca toate aceste energii alternative să rămână doar un fel de „basm" în care s-a investit mult cu rezultate puţine).

Atâta timp cât regenerabilele nu vor reprezenta cel puţin 80-90% din producţia mondială energetică, nu are nici un rost să mai înlocuim şi motoarele termice de pe automobile cu motoare electrice.

Când utilizarea consumabilelor (petrol, produse petroliere, gaze, cărbune) va mai reprezenta procentual doar 10-15% din energia obţinută anual global, abia atunci, vom putea lua în calcul implementarea automobilelor cu motoare electrice în locul celor cu motoare termice.

Deci deocamdată nu e benefică înlocuirea parcului auto echipat cu motoare termice, cu unul electrificat şi nu doar că nu e benefică, însă în mod real nici nu este practic posibilă.

Poate doar să mai spunem că datorită automobilului clasic (cu motoare termice) în plină criză energetică (şi nu doar energetică, din 1970 şi până azi), producţia de automobile şi autovehicule a sporit într-un ritm alert (dar firesc), în loc să scadă, iar acestea au şi fost comercializate şi utilizate. S-a pornit la declanşarea crizei energetice mondiale (în anii 1970) de la circa 200 milioane autovehicule pe glob, s-a atins cifra de aproximativ 350 milioane în 1980 (când s-a declarat pentru prima oară criza energetică şi de combustibili, criză mondială), în 1990 circulau circa 500 milioane autovehicule pe glob, iar în 1997 numărul de autovehicule înmatriculate la nivel mondial depăşea cifra de 600 milioane. În 2010 circulă pe întreaga planetă peste 800 milioane autovehicule. Curând, numărul de autovehicule rutiere aflate în circulaţie, care s-a mărit de patru ori pe perioada crizei din 1970 şi până în 2010, ajungând de la 200 mil. la 800 mil., v-a atinge miliardul. Cine v-a putea casa rapid un parc auto de un miliard de autovehicule pentru a-l înlocui în totalitate cu unul

electrificat? Cu ce bani, când eforturile sporite ale guvernelor tuturor ţărilor, abia reuşesc să retragă din circulaţie anual circa 1-2% din parcul de autovehicule care depăşesc 20-30 ani de când sunt în circulaţie?

Pentru toţi automobiliştii, motoriştii, specialiştii în locomotive şi trenuri, şalupe, hovercrafturi, catamarane, etc, dorim să demarăm această lucrare într-o notă real optimistă, asigurându-i de rezervele uriaşe pe care le mai avem, şi dacă nici aşa nu vom reuşi, atunci mai avem un ultim „as" păstrat în mâneca cămăşii noastre de inginer mecanic, şi anume să repornim motorul termic cu ardere externă Stirling, care poate funcţiona cu orice tip de combustibil, practic cu orice sursă de căldură, şi la nevoie chiar cu lumânările de la biserică, aşa cum l-a proiectat pentru prima oară „pastorul Stirling" (a se vedea figura 2.6).

Fig. 2.6. *Motorul Stirling*

Bibliografie-I

[1] **Grunwald B.**, *Teoria, calculul şi construcţia motoarelor pentru autovehicule rutiere*. Editura didacticã şi pedagogicã, Bucureşti, 1980.

[2] **Petrescu, F.I., Petrescu, R.V.,** *Câteva elemente privind îmbunătăţirea designului mecanismului motor,* Proceedings of 8th National Symposium on GTD, Vol. I, p. 353-358, Brasov, 2003.

[3] **Leet, J.A., S. Simescu, K. Froelund, L.G. Dodge, and C.E. Roberts Jr.,** *Emissions Solutions for 2007 and 2010 Heavy-Duty Diesel Engines*. Presented at the SAE World Congress and Exhibition, Detroit, Michigan, March 2004. SAE Paper No. 2004-01-0124 , 2004.

[4] **Bernard Feldman**, *The hybrid automobile and the Atkinson Cycle.* In The Physics Teacher, October, 2008, Volume 46, Issue 7, p. 420-422.

[5] **Hargreaves, C. M.**, *The Philips Stirling Engine*, Elsevier Publishers, ISBN 0-444-88463-7, 1991.

[6] **Martini, William,** *Stirling Engine Design Manual*, NASA-CR-135382. NASA, 1978.

CAP. I

STRUCTURA MECANISMELOR

1.1. Maşina şi mecanismul ca sisteme tehnice

Maşina este un sistem tehnic alcătuit din părţi componente distincte cinematic (numite elemente cinematice) care realizează, în urma imprimării de mişcări impuse unui element sau mai multor elemente (considerate elemente conducătoare), mişcări determinate la toate celelalte elemente cinematice, cu scopul de a executa un lucru mecanic util, sau de a transforma o formă oarecare de energie în energie mecanică. Rezultă din definiţia anterioară, trei caracteristici esenţiale ale maşinii:

-maşina reprezintă un sistem tehnic;

-elementele sale cinematice au mişcări determinate (desmodromice);

-ea execută fie un lucru mecanic util, numindu-se maşină lucrativă, ori transformă o formă oarecare de energie în energie mecanică, purtând denumirea de maşină motoare.

Maşinile lucrative sunt autovehiculele, locomotivele, vagoanele motor, presele, maşinile unelte, pompele, compresoarele, maşinile agricole, maşinile de ridicat şi transportat, etc.

Maşinile motoare sunt motoarele termice cu ardere externă (Stirling, Watt), sau cele cu ardere internă (Lenoir, Otto, Diesel, Wankel, în stea), turbinele, motoarele hidraulice, motoarele cu reacţie, motoarele pneumatice, motoarele sonice, motoarele electrice (electromagnetice),

motoarele ionice, motoarele cu fascicule energetice sau cu LASER, etc.

Observaţie: Maşinile motoare pot fi trecute şi ele în categoria maşinilor lucrative, dar numai a celor complexe (maşini de lucru complexe) denumite agregate.

1.2. Mecanismul

Mecanismul este un sistem tehnic alcătuit din părţi componente distincte cinematic (numite elemente cinematice), ce posedă mişcări determinate şi periodice, care au scopul de a transmite şi sau transforma mişcarea iniţială (dată de unul sau mai multe elemente motoare, de intrare) la elementul (sau elementele) final(e) (de ieşire).

Mecanismul îndeplineşte astfel primele două caracteristici esenţiale ale maşinii.

Mecanismele pot funcţiona fie separat, fie ca dispozitive incluse în ansamblurile maşinilor lucrative sau motoare.

Trebuie făcută precizarea că o maşină conţine în general mai multe mecanisme.

Mecanismul are în componenţa sa elemente cinematice şi cuple cinematice.

În continuare se vor prezenta câteva mecanisme.

Mecanismele cel mai des întâlnite sunt cele plane, cu bare, cu roţi dinţate, cu came, cu cruce de malta, cu lanţuri, cu curele, cu şenile, cu bolţuri, cu lichide (hidraulice, sau sonice), cu aer (pneumatice). Se utilizează însă tot mai des şi mecanismele spaţiale, cu cruce cardanică (articulaţia universală) şi transmisie cardanică, cu angrenaje hiperboloidale (cu axe încrucişate), cu pivoţi (cuple sferice) mai ales la mecanismele de direcţie şi suspensie, mecanisme cu tripode, mecanisme cu came spaţiale,

mecanisme cu şurub şi piuliţă, roboţi, sisteme seriale şi paralele, păşitori, etc.

În figura 1 a este prezentată biela legată de piston (printr-un bolţ), iar în figura 1 b se prezintă arborele motor (sau cotit), care împreună constituie cele trei elemente mobile ale unui motor termic, sau compresor. În figura 2 se poate observa partea principală a ambielajului unui motor clasic în V (lipseşte arborele cotit).

a) b)

Fig. 1. *Componentele mobile ale unui motor termic*

Fig. 2. *Componente ale unui motor în V*

În figura 3 sunt prezentate două mecanisme cu bare, plane: a)mecanismul bielă-manivelă-piston; b)mecanismul patrulater plan (sau articulat).

a) **b)**

Fig. 3. *Mecanisme cu bare: a)mec. piston; b)mec. patrulater*

În figura 4 sunt prezentate alte două mecanisme plane cu bare: a)mecanismul cu tijă oscilantă; b)mecanismul cu culisă oscilantă.

a) **b)**

Fig. 4. *Mecanisme plane cu bare: a)mec. cu tijă oscilantă; b)mec. cu culisă oscilantă*

În figura 5 sunt prezentate alte două mecanisme plane cu bare: a)mecanismul transportor cu cruce; b)mecanismul motorului în V.

a) b)

Fig. 5. *a)mecanismul transportor cu cruce; b)mecanismul unui motor clasic în V*

În figura 6 sunt prezentate alte două mecanisme: a)mecanismul unui motor Lenoir (motorul în doi timpi); b)mecanismul unui schimbător de viteze clasic (manual).

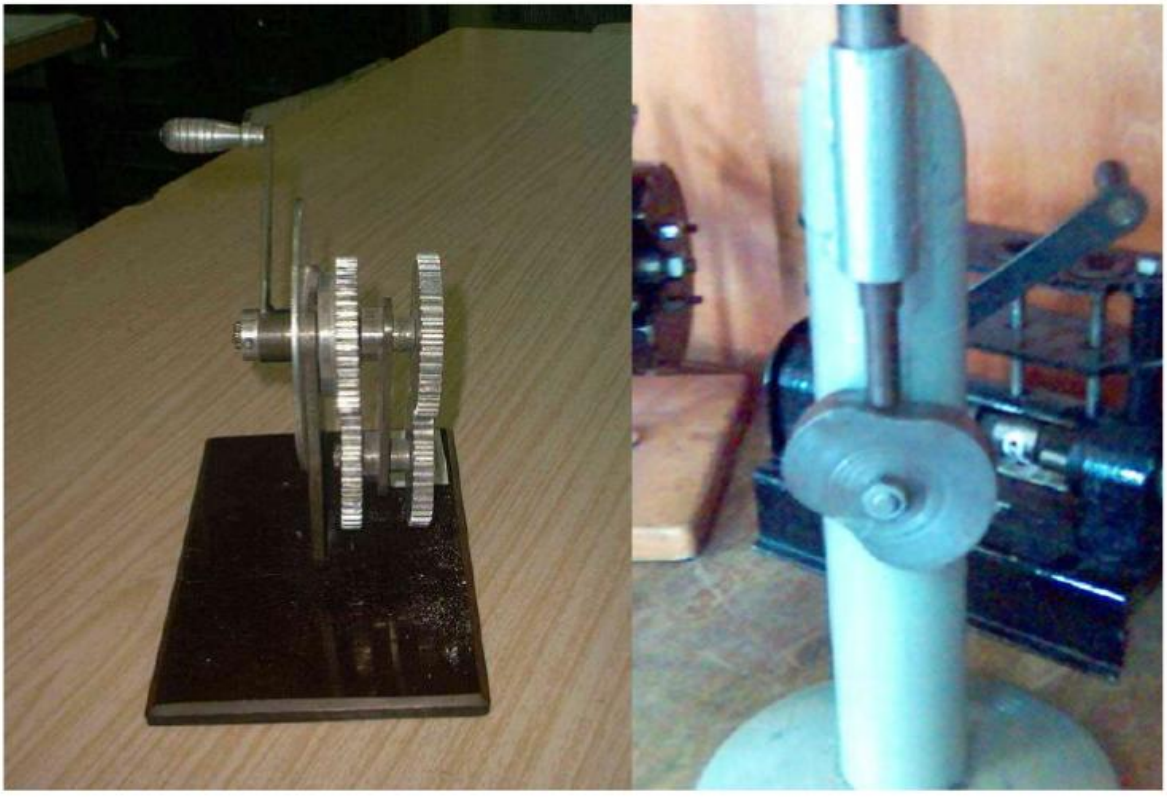
a) b)

Fig. 6. *a)mecanismul unui motor Lenoir (motorul în doi timpi); b)mecanismul unui schimbător de viteze clasic (manual)*

În figura 7 sunt prezentate alte două mecanisme: a)mecanismul articulaţiei cardanice sau universale (crucea cardanică); b)mecanismul cu cruce de Malta cu două începuturi.

a) **b)**

Fig. 7. *a)mecanismul articulaţiei cardanice sau universale (crucea cardanică); b)mecanismul cu cruce de Malta cu două începuturi*



a) **b)**

Fig. 8. *a)mecanism planetar; b)mecanism cu camă rotativă şi tachet translant*

În figura 8 sunt prezentate alte două mecanisme: a)mecanismul planetar; b)mecanismul cu camă rotativă şi tachet translant.

1.3. Elemente şi cuple cinematice

Mecanismul aşa cum am arătat deja este compus din elemente cinematice, legate între ele prin articulaţii (sau cuple) cinematice.

Definiţie: „***Cupla cinematică este legătura permanentă, directă şi mobilă dintre două elemente cinematice***."

Clasificarea cuplelor cinematice se poate face după patru criterii principale: ***geometric, cinematic, constructiv şi structural***.

a) *Criteriul geometric*

Din punct de vedere geometric există cuple cinematice inferioare şi superioare.

Cuplele cinematice inferioare sunt cele la care contactul dintre elemente se realizează pe o suprafaţă. Această suprafaţă poate fi cilindrică, conică, sferică, plană, elicoidală, etc.

Cuplele cinematice inferioare sunt reversibile, suprafeţele în contact fiind geometric identice, mişcarea relativă a elementelor nemodificându-se indiferent care dintre ele este fix sau mobil, conducător sau condus.

Cuplele cinematice superioare sunt cele la care contactul dintre elemente se realizează după o linie sau pe un punct. Linia poate fi dreaptă sau curbă (arc de cerc).

Cuplele cinematice superioare sunt ireversibile. Cel mai bun exemplu este cel al cuplei şină roată (figura 9).

În situaţia când şina 2 este fixă iar roata 1 se rostogoleşte punctul de contact I va descrie cicloda C_{12}. Dacă roata 1 este fixă şi şina 2 se rostogoleşte, punctul de contact I va descrie evolventa E_{21} [1].

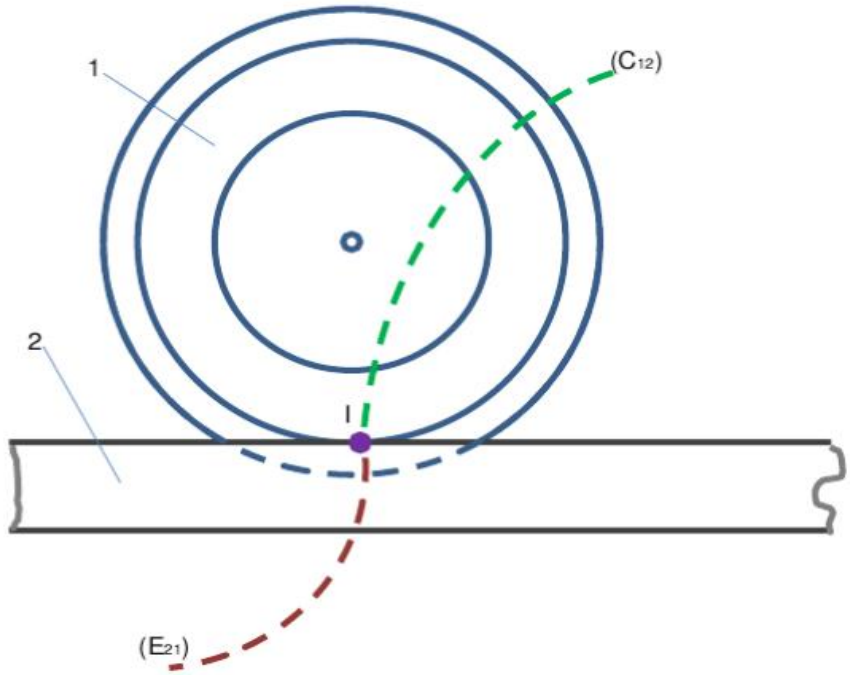


Fig. 9. *Cuplă superioară roată-şină*

b) *Criteriul cinematic*

Din punct de vedere cinematic distingem cuple plane şi cuple spaţiale.

Cuplele cinematice plane permit elementelor componente numai mişcări plane (într-un singur plan, sau în mai multe plane paralele între ele).

Cuplele cinematice spaţiale permit elementelor componente mişcări spaţiale (există cel puţin un punct care nu se poate încadra cu mişcarea sa doar într-un singur plan).

c) *Criteriul constructiv*

Din punct de vedere constructiv se disting cuple cinematice închise şi cuple cinematice deschise.

Cuplele cinematice închise sunt cele la care contactul dintre elementele cuplei se face prin ghidare, prin calare, iar cele două elemente ale cuplei nu pot fi separate fără demontare, sau rupere.

Cuplele cinematice deschise sunt cele la care contactul dintre elementele cuplei se face direct prin forţe exterioare (de greutate, electromagnetice, de tensiune, elastice, etc), iar cele două elemente ale cuplei pot fi separate uşor şi direct fără demontare, sau rupere.

d) *Criteriul structural*

Din punct de vedere structural cuplele cinematice se împart în cinci clase, în funcţie de numărul gradelor de libertate anulate (răpite), C_1-C_5.

Dacă notăm cu l numărul gradelor de libertate relative pe care cupla cinematică le permite (l=1,5), şi cu k numărul mişcărilor oprite (restricţionate de cuplă), (k=1,5), putem scrie relaţiile (1).

$$\begin{cases} l + k = 6 \\ l = 6 - k \\ k = 6 - l \end{cases} \qquad (1)$$

Clasa cuplei cinematice va fi dată de k (numărul de restricţii impuse de cuplă).

În tabelul din figura 10 sunt prezentate câteva cuple, aşezate pe clase [2].

La cuplele de clasa 1, care au o singură restricţie şi 5 libertăţi, se prezintă cupla sferă pe plan (superioară, spaţială, deschisă, C_1).

La cuplele de clasa a doua, avem sfera în cilindru (superioară, spaţială, închisă, C_2) şi cilindru pe plan (superioară, spaţială, deschisă, C_2).

La cuplele de clasa a treia, avem sfera în sferă (inferioară, spaţială, închisă, C_3), sfera în cilindru, cu deget (superioară, spaţială, închisă, C_3), şi plan pe plan (inferioară, plană, deschisă, C_3).

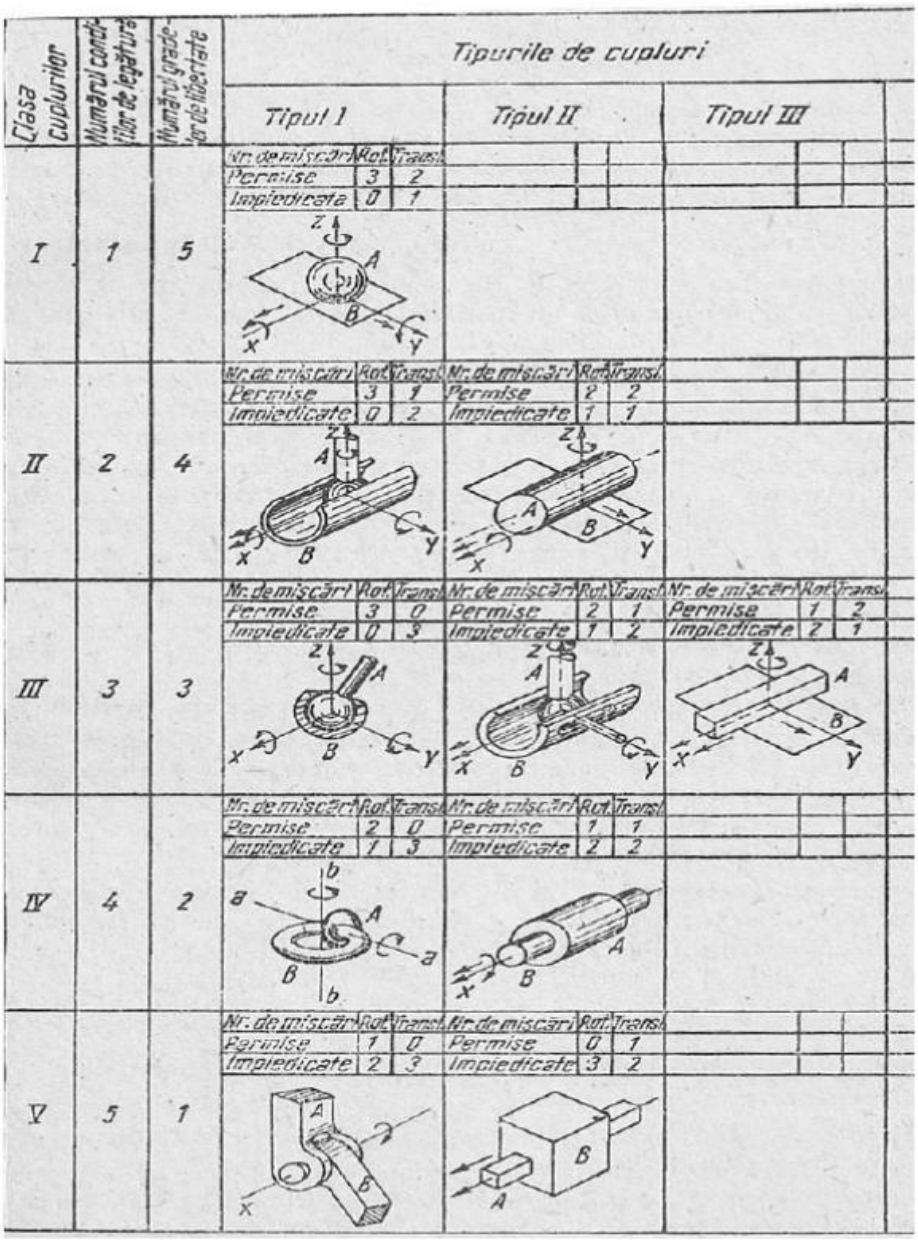

Clasa cuplurilor
Numărul condiţiilor de legătură
Numărul gradelor de libertate
Tipurile de cuplori
Tipul I
Tipul II
Tipul III
Nr. de mişcări | Rot. | Transl.
Permise | 3 | 2
Impiedicate | 0 | 1
I | 1 | 5
Permise | 3 | 1
Impiedicate | 0 | 2
Permise | 2 | 2
Impiedicate | 1 | 1
II | 2 | 4
Permise | 3 | 0
Impiedicate | 0 | 3
Permise | 2 | 1
Impiedicate | 1 | 2
Permise | 1 | 2
Impiedicate | 2 | 1
III | 3 | 3
Permise | 2 | 0
Impiedicate | 1 | 3
Permise | 1 | 1
Impiedicate | 2 | 2
IV | 4 | 2
Permise | 1 | 0
Impiedicate | 2 | 3
Permise | 0 | 1
Impiedicate | 3 | 2
V | 5 | 1

Fig. 10. *Clasificarea structurală a cuplelor (după clasă)*

La cuplele de clasa a patra, avem un tor care ghidează pe alt tor (superioară, spaţială, închisă, C_4), şi cilindru în cilindru (inferioară, spaţială, închisă, C_4). Tot aici putem aminti şi cuplele superioare, cu came, cu roţi dinţate, cu bolţ, cruce de Malta, articulaţia cardanică sau universală (fig. 11), tripodele (planetarele, fig. 13), cupla Thompson (fig. 12), cuplele cu viteză constantă, sau cu bile (fig. 14), etc.

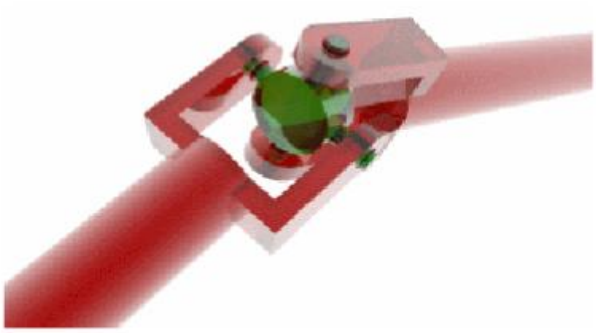


Fig. 11. *Crucea cardanică*

Fig. 12. *Cupla Thompson*

La cuplele de clasa a cincea, avem cupla de rotaţie (inferioară, plană, închisă, C_5) şi cupla de translaţie (inferioară, plană, închisă, C_5). Mai putem însă aminti şi cupla şurub-piuliţă (fig. 15).

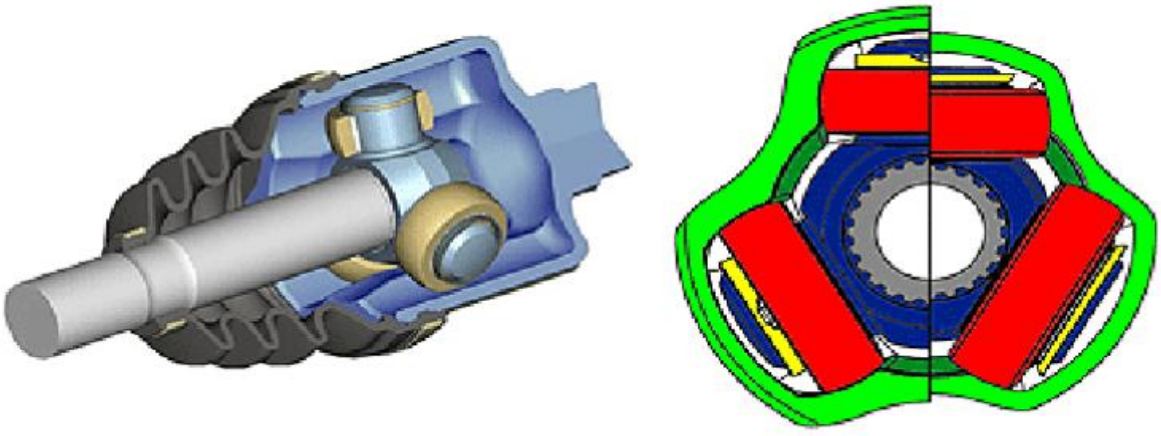


Fig. 13. *Cuplă tripodă*

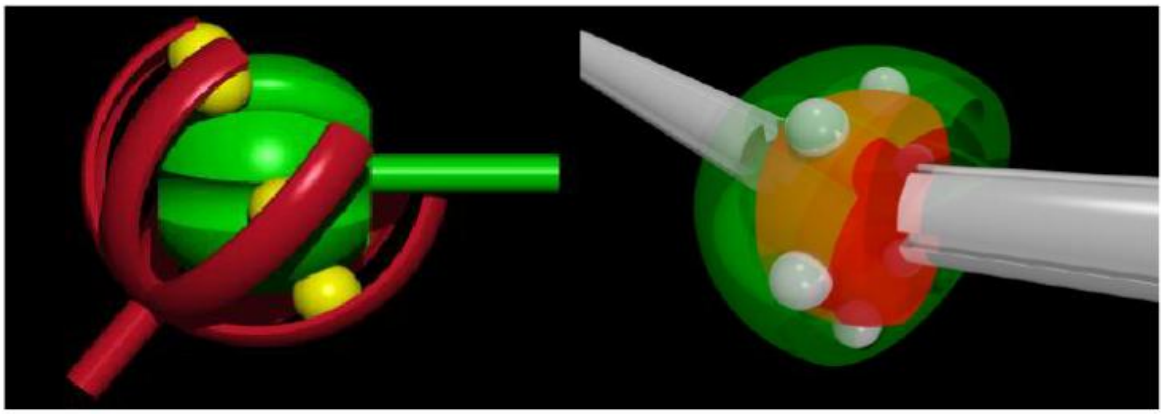


Fig. 14. *Cuplă cu viteză constantă (cuplă cu bile)*

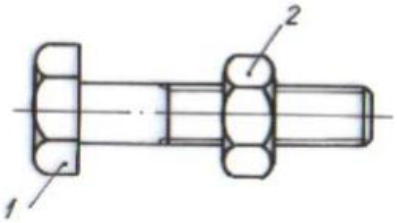


Fig. 15. *Cupla şurub-piuliţă*

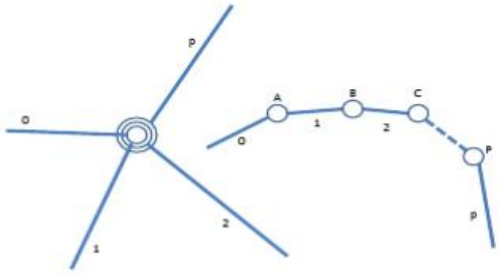


Fig. 16. *Cuple complexe (compuse)*

Prin definiţie cuplele cinematice leagă două elemente cinematice între ele, dar nici mai puţin nici mai mult de două.

În unele clasificări din acest motiv cuplele normale sunt denumite simple, iar complexe (sau compuse, ori multicuple) sunt denumite cuplele care încalcă definiţia fiind formate din mai multe elemente, dar şi din mai multe legături (cuple simple). O astfel de cuplă are întotdeauna p-1 legături şi p elemente, şi are elementele aşezate radial (în paralel, fig. 16 a), în serie (fig. 16 b), sau mixt [3]. Se consideră ca fiind o singură cuplă compusă, şi se analizează toate mişcările ei date de libertăţile adunate de la toate cuplele simple componente (fig. 17). Astfel, cupla din figura 17 este compusă din patru elemente cinematice distincte şi trei cuple simple.

În tabelul din figura 18 sunt prezentate schemele constructiv axonometrice ale cuplelor elementare.

Fig. 17. *Cuplă complexă (compusă)*

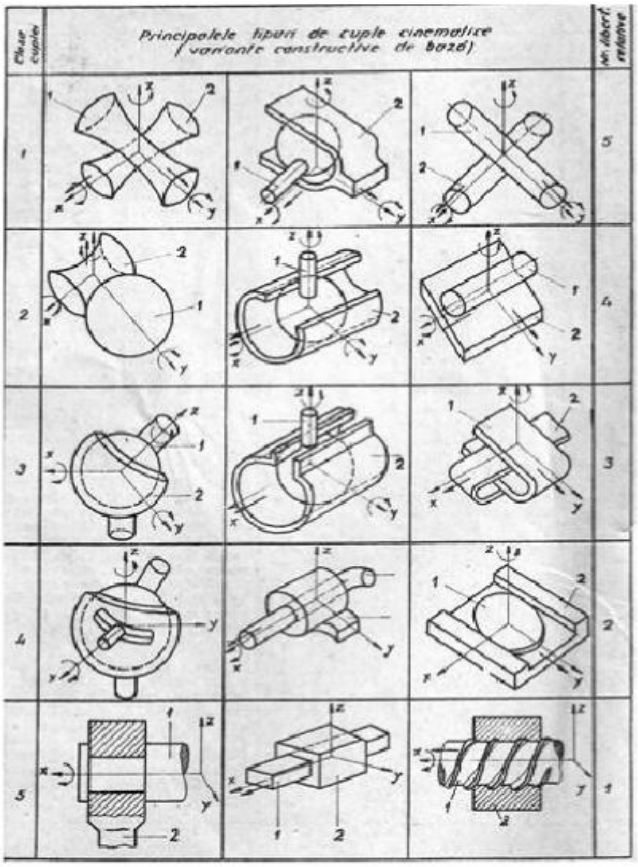


Fig. 18. *Tabel cu reprezentări constructiv axonometrice ale cuplelor elementare*

1.4. Analiza structurală a mecanismelor

1.4.1. Analiza structurală a mecanismelor plane

În continuare se va urmări analiza structurală a mecanismelor plane, ele fiind mecanismele cel mai des întâlnite. Se urmăreşte determinarea modului de formare a mecanismului, precizându-se numărul şi tipul elementelor şi cuplelor cinematice componente, gradul de mobilitate al mecanismului, precum şi clasa din care face parte (în acest scop se determină schema cinematică, schema structurală şi schema bloc sau de conexiuni).

Schema constructivă a unui mecanism plan (cu bare)

În figura 19 se prezintă schema constructivă a unui mecanism plan cu bare.

Fig. 19. *Schema constructivă a unui mecanism plan cu bare*

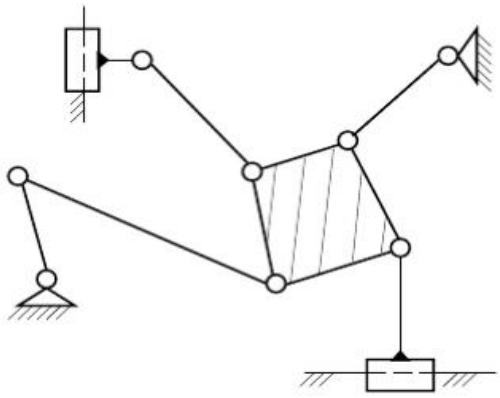


Fig. 20. *Schema cinematică a mecanismului din figura 1*

Determinarea schemei cinematice a mecanismului din figura 1

În figura 20 se poate urmări schema cinematică a mecanismului plan din figura 1, schemă simplificată, care ajută la studiul mecanismului (cinematic, structural, cinetostatic, dinamic, etc...). În fig. 21 se arată modul de determinare a elementelor cinematice pornind de la elementul 1 conducător care execută o rotaţie completă (mişcare de manivelă), iar în fig. 22 se identifică cuplele cinematice ale mecanismului, urmând ca în figura 23 să apară schema cinematică completă, cu elementele şi cuplele cinematice identificate.

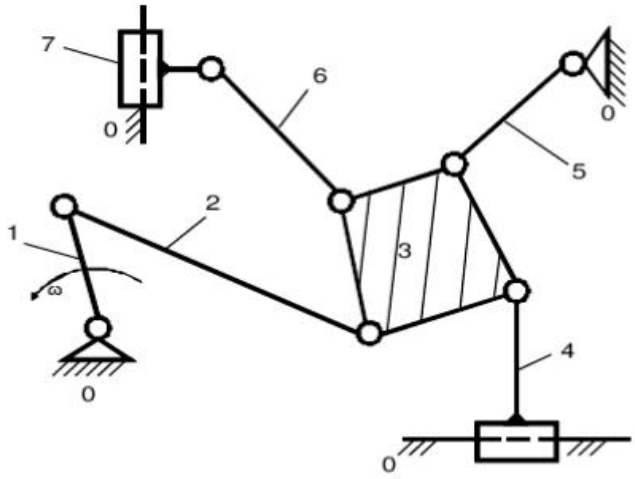


Fig. 21. *Identificarea elementelor cinematice ale mecanismului*

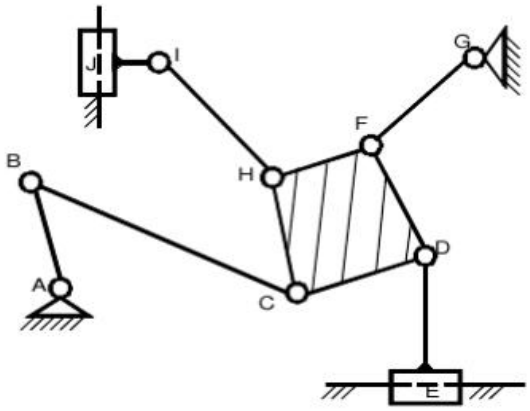


Fig. 22. *Identificarea cuplelor cinematice ale mecanismului*

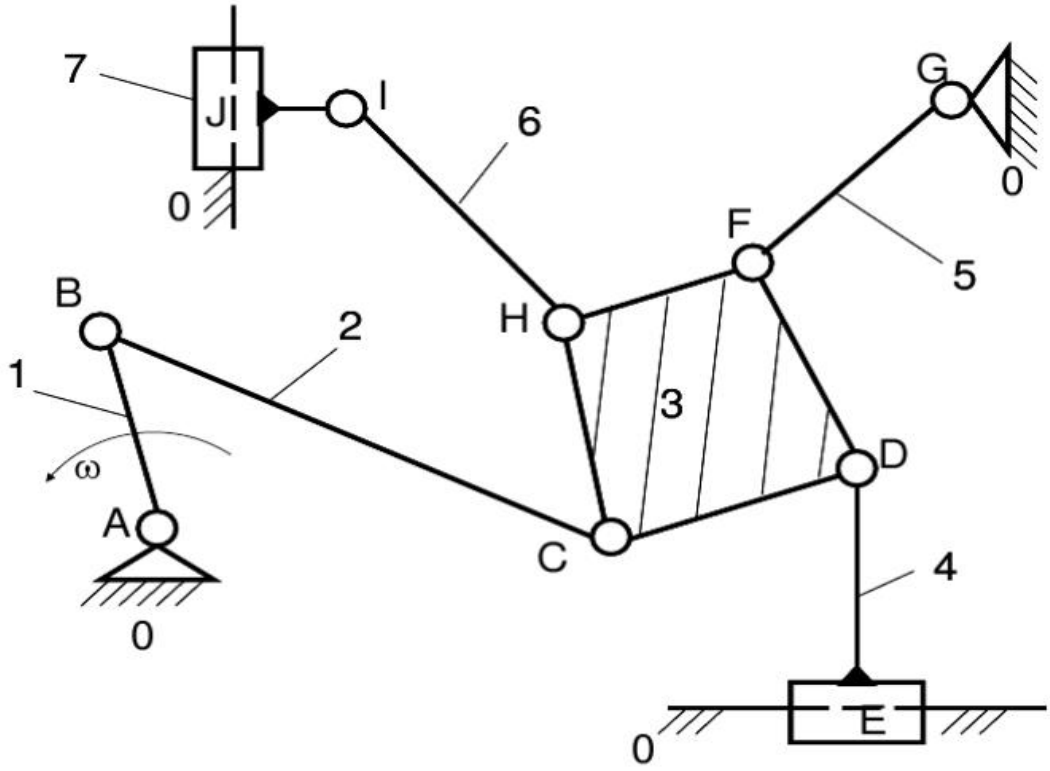


Fig. 23. *Schema cinematică a mecanismului, cu identificarea elementelor şi cuplelor cinematice. Cuplele se notează cu litere mari, iar elementele mobile cu cifre pornind de la 1; cifra 0 se atribuie elementului fix (batiul)*

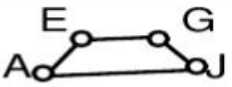
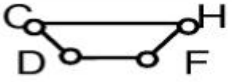
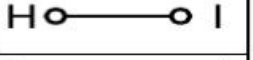
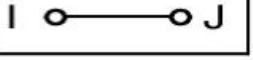
Identificarea cuplelor şi elementelor cinematice (tabel cuple, tabel elemente)

Elementele şi cuplele cinematice au fost deja identificate intuitiv pe desen, astfel încât se pot trasa cu uşurinţă tabelele

cuplelor şi elementelor cinematice, care arată cum se formează fiecare cuplă în parte prin legarea a două elemente (cupla rezultantă, de clasa a V-a, putând fi de rotaţie - R sau de translaţie - T), dar şi câte legături are fiecare element în parte (a se vedea tabelul 1):

Tabelul 1: *Tabel Cuple şi Tabel Elemente Cinematice*

Tabel Cuple
A(0,1)R
B(1,2)R
C(2,3)R
D(3,4)R
E(4,0)T
F(3,5)R
G(5,0)R
H(3,6)R
I(6,7)R
J(7,0)T

Tabel Elemente	
0(A,E,G,J)IV	
1(A,B)II	
2(B,C)II	
3(C,D,F,H)IV	
4(D,E)II	
5(F,G)II	
6(H,I)II	
7(I,J)II	

Determinarea mobilităţii mecanismului

Gradul de mobilitate al mecanismului plan cu bare se determină cu formula (2):

$$M_3 = 3 \cdot m - 2 \cdot C_5 - C_4 = 3 \cdot m - 2 \cdot i - s =$$
$$= 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 21 - 20 - 0 = 1 \qquad (2)$$

Unde m este numărul elementelor mobile (în cazul de faţă m=7), C_5=i=numărul cuplelor de clasa a V-a sau inferioare, cuprinzând atât cuplele de rotaţie - R, cât şi pe cele de translaţie - T, (pentru mecanismul dat i=10), iar C_4=s reprezintă numărul cuplelor de clasa a patra sau superioare (cuple formate din camă-tachet, angrenaje cu roţi dinţate,

cruce de Malta, profile în contact, etc...), (în cazul mecanismului analizat cuplele superioare nefiind prezente, se va lua s=0).

Construirea schemei structurale a mecanismului şi identificarea grupelor structurale

Schema structurală a mecanismului se construieşte pornind de la tabelul elementelor cinematice. Se pleacă de la elementul fix (0). După desenarea lui având cuplele cinematice potenţiale construite (în cazul de faţă A, E, G, J), se lipeşte la batiu primul element cinematic mobil (elementul 1), având grijă să potrivim cupla A de la batiu cu cea de la elementul 1. I se adaugă acestuia cupla B; apoi lipim elementele 2, 3, 4 şi 5 potrivind mereu cuplele respective. Se mai adaugă elementele 6 şi 7; se notează toate elementele şi cuplele cinematice, după care schema structurală este gata (vezi figura 24). Observaţie importantă: în schema structurală toate cuplele sunt inferioare (după echivalarea cinematică a celor superioare) şi toate se reprezintă la fel, cu cerculeţe, ca şi cum ar fi numai de rotaţie, chiar dacă unele dintre ele sunt de translaţie. Cuplele active (motoare), se înnegresc.

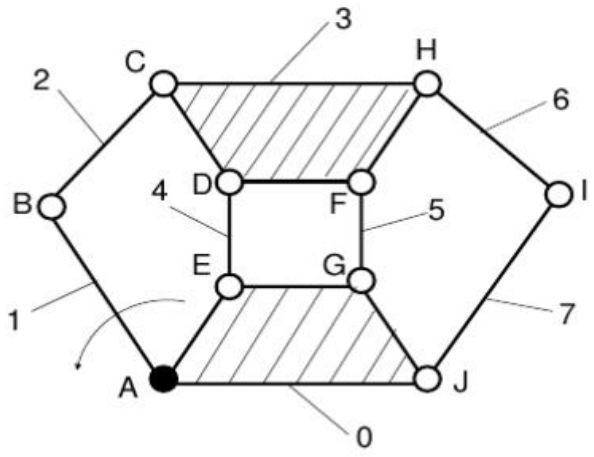


Fig. 24. *Schema structurală a mecanismului cu bare*

În continuare se împarte mecanismul în grupe structurale (vezi figura 25). Se izolează elementul fix, batiul (0) şi elementul 1-conducător (prin care intră mişcarea în mecanism), împreună cu cupla activă dintre aceste două elemente (A) – înnegrită. Se caută să se împartă mecanismul numai în diade (diada fiind grupa structurală cea mai mică, de clasa a II-a). Dacă nu este posibil se urmăreşte posibilitatea existenţei unei grupe superioare (triada de clasa a treia, sau tetrada de clasa a patra, etc...), sau o combinată.

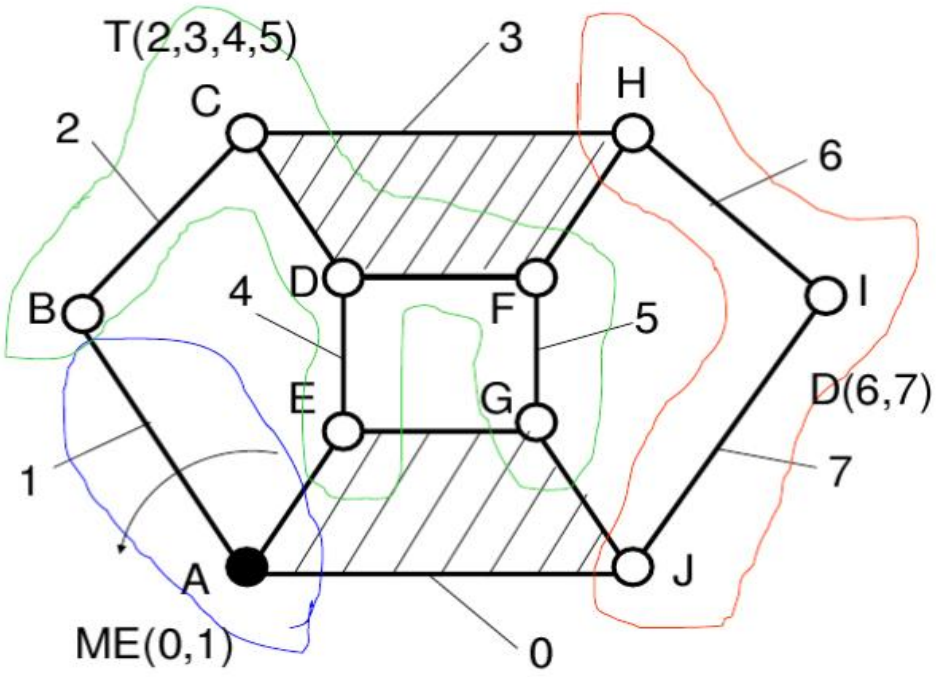


Fig. 25. *Schema structurală a mecanismului cu bare împărţită în grupele structurale componente: apare o triadă T(2,3,4,5) şi o diadă D(6,7)*

Studiul structural (determinarea grupelor structurale) se putea face şi direct pe schema cinematică a mecanismului din figura 23, (a se vedea figura 26).

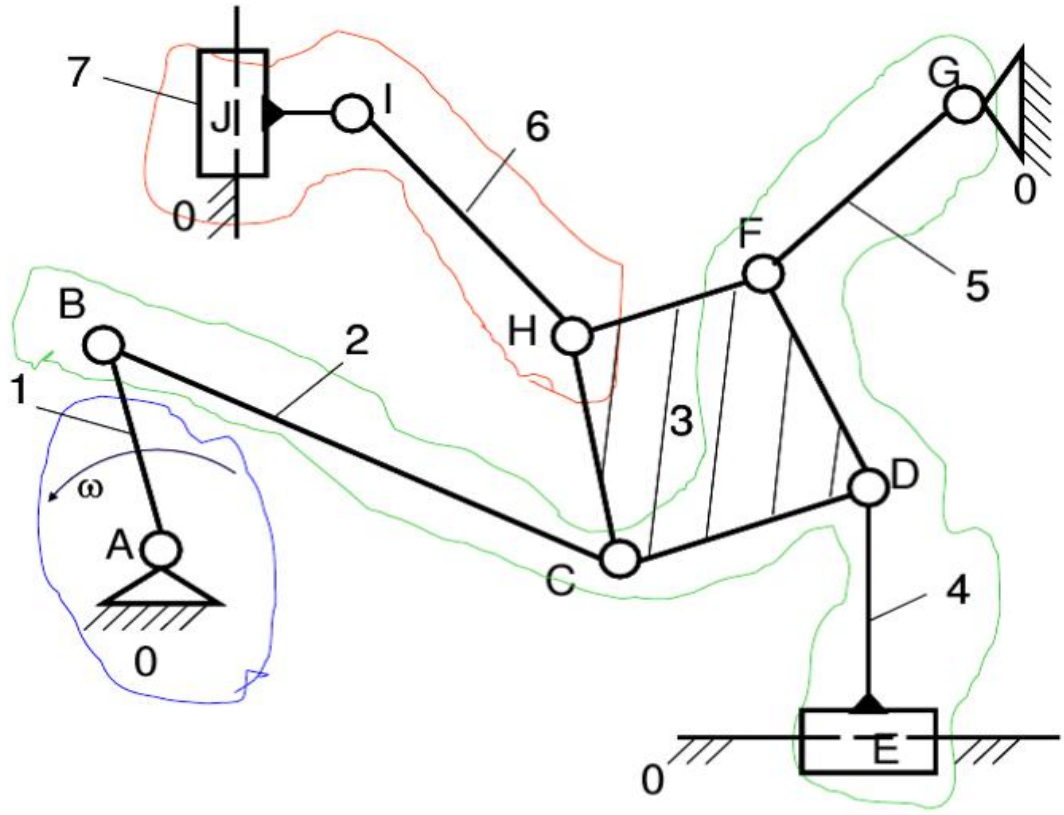


Fig. 26. *Schema cinematică a mecanismului, cu identificarea grupelor structurale*

Construirea schemei de conexiuni

Schema de conexiuni a mecanismului (figura 27) este formată din blocuri dreptunghiulare, legate între ele. Se pleacă de la blocul 0, reprezentând elementul fix care are numai butoane de ieşiri (A, E, G, J). Primul buton legat este A, care reprezintă în acelaşi timp ieşirea din blocul 0 dar şi intrarea în blocul 1 (elementul conducător EC, sau moto elementul ME). Pentru 1 butonul B este ieşire iar pentru triada (2,3,4,5) el este intrare, la fel ca şi butoanele (E şi G). Triada are trei intrări (B, E, G) şi trei cuple interioare (C, D, F); I se adaugă o cuplă de ieşire, H, care devine cuplă de intrare pentru diada D(6,7), la fel ca şi cupla J ce iese din batiu. Diada are totdeauna două cuple de intrare (în cazul de faţă, H şi J) şi o cuplă interioară (la mecanismul dat, cupla I). Diadei (6,7) nu i se mai adaugă nici o cuplă de ieşire, astfel încât mecanismul este studiat complet.

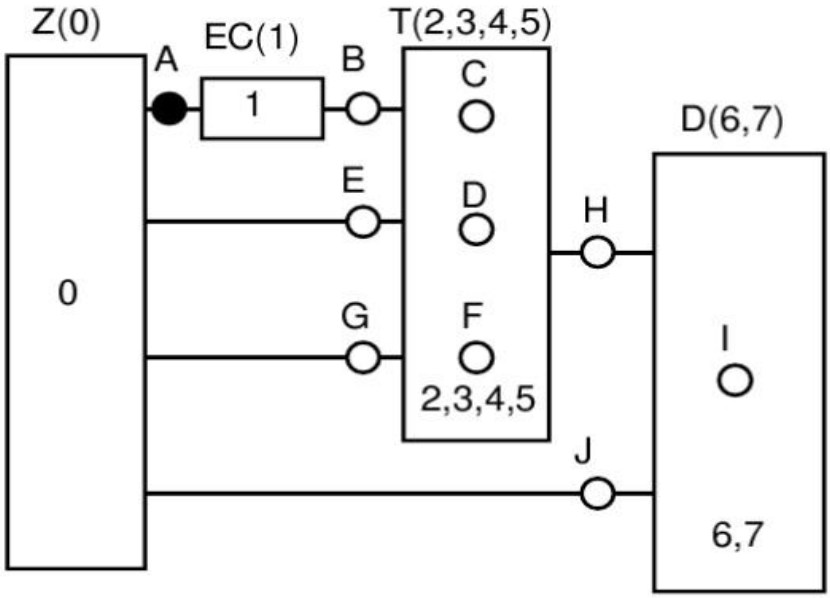


Fig. 27. *Schema de conexiuni a mecanismului*

Formula structurală

Determinarea formulei structurale se face cu ajutorul schemei structurale (împărţită în grupe structurale), sau prin utilizarea schemei de conexiuni:

Pentru mecanismul exemplificat formula structurală se scrie:

Z(0)+EC(1)+T(2,3,4,5)+D(6,7) **sau**
Z(0)+ME(1)+T(2,3,4,5)+D(6,7) **sau**
MF(0,1)+T(2,3,4,5)+D(6,7), adică zero polul + Elementul Conducător 1 (Moto Elementul) care împreună formează mecanismul fundamental MF(0,1), la care se adaugă triada T(2,3,4,5) şi diada D(6,7).

Exemple de grupe structurale

Cea mai simplă grupă structurală, este diada.

O grupă structurală (sau Assurică), trebuie să nu modifice gradul de mobilitate al mecanismului la care se adaugă; altfel spus grupa structurală are gradul de mobilitate egal cu zero. Pentru mecanismele plane se utilizează grupe structurale plane, care se sintetizează după formula structurală: $3 \cdot m - 2 \cdot i - s = 0$

După echivalarea cuplelor cinematice superioare, formula capătă forma (3):

$$3 \cdot m - 2 \cdot i = 0 \qquad (3)$$

În tabelul 2 se dau câteva perechi de numere care satisfac relaţia (3), perechi cu ajutorul cărora se vor construi grupele structurale (Assurice) plane, conţinând doar cuple i.

Tabelul 2: ***Perechi de numere care satisfac relaţia (3)***

M	2	4	6	…
i	3	6	9	…

Cea mai simplă grupă structurală este diada (vezi prima celulă din figura 28). Ea este alcătuită din două elemente cinematice (ambele având rangul II, adică atât elementul 1 de lungime AB cât şi elementul 2 de lungime BC, au fiecare numai două cuple cinematice, deci fiecare este de rang II).

La orice grupă structurală clasa grupei este dată de conturul închis deformabil cu rangul cel mai mare, sau de elementul cinematic cu rangul cel mai mare.

La diadă nu există contur închis deformabil, deci clasa ei este dată de elementul cu rangul cel mai mare. Cum ambele elemente ale unei diade au rangul II, rezultă că şi clasa diadei este tot II.

Ordinul unei grupe structurale este dat de cuplele de intrare ale grupei, cuple care se mai numesc şi semicuple

sau cuple potenţiale (deoarece ele se întregesc doar atunci când grupa structurală se leagă la un mecanism).

Orice grupă structurală are (a+b) cuple:

a) cuple (semicuple) de intrare (acestea dau ordinul grupei);
b) cuple interioare;
c) cuple (semicuple) de ieşire; acestea putând fi adăugate în număr nelimitat, sau putând chiar să lipsească, nu se reprezintă pe schema de definiţie a unei grupe structurale, ele adăugându-se, dar nefăcând parte din grupa structurală respectivă.

Diada are două cuple (potenţiale) de intrare, (în figura 28, notate cu A şi B), deci ordinul oricărei diade este 2.

Orice diadă are şi o cuplă interioară (în tabelul din figura 28, ea fiind notată cu C).

În concluzie, diada este grupa structurală cea mai simplă, de clasa a II-a, ordinul 2, având 2 elemente şi trei cuple (din care 2 sunt semicuple deoarece sunt de intrare, iar a treia este interioară).

În tabelul din figura 28, imediat sub diadă se prezintă triada. Aceasta are 4 elemente şi şase cuple cinematice, din care 3 (trei) sunt cuple exterioare, de intrare (A, B, C), iar alte trei sunt cuple interioare (D, E, F). Triada nu are nici un contur închis deformabil, astfel încât clasa ei va fi dată de elementul cu rangul cel mai mare. Cum ea are trei elemente de rang II şi unul de rang III (triunghiul), rezultă că orice triadă simplă are clasa a III-a.

Ordinul triadei este dat de cuplele de intrare (trei la număr), deci triada are ordinul 3.

Tot cu patru elemente mobile şi şase cuple se poate construi o altă grupă structurală şi anume tetrada (vezi tot coloana din stânga, rândul trei, din tabelul cuprins în figura 28).

Tetrada are un contur închis deformabil de rang IV, deci ea este o grupă structurală de clasa a IV-a.

Deoarece patru cuple sunt interioare şi numai două de intrare (A şi B), tetrada este de ordinul 2.

În acelaşi tabel în dreapta tetradei se poate vedea o tetradă în cruce, care este tot de clasa a IV-a, ordinul 2.

În rândul 1, a doua coloană, se poate observa o dublă triadă (având 6 elemente şi 9 cuple), ea este tot de clasa a III-a, dar de ordinul 4.

Sub ea se prezintă o triplă triadă (cu 8 elemente şi 12 cuple), având clasa a III-a, ordinul 5.

Există şi pentadă, hexadă, etc..., dar uzuale sunt numai: diada, triada sau dubla triadă şi tetrada normală sau în cruce.

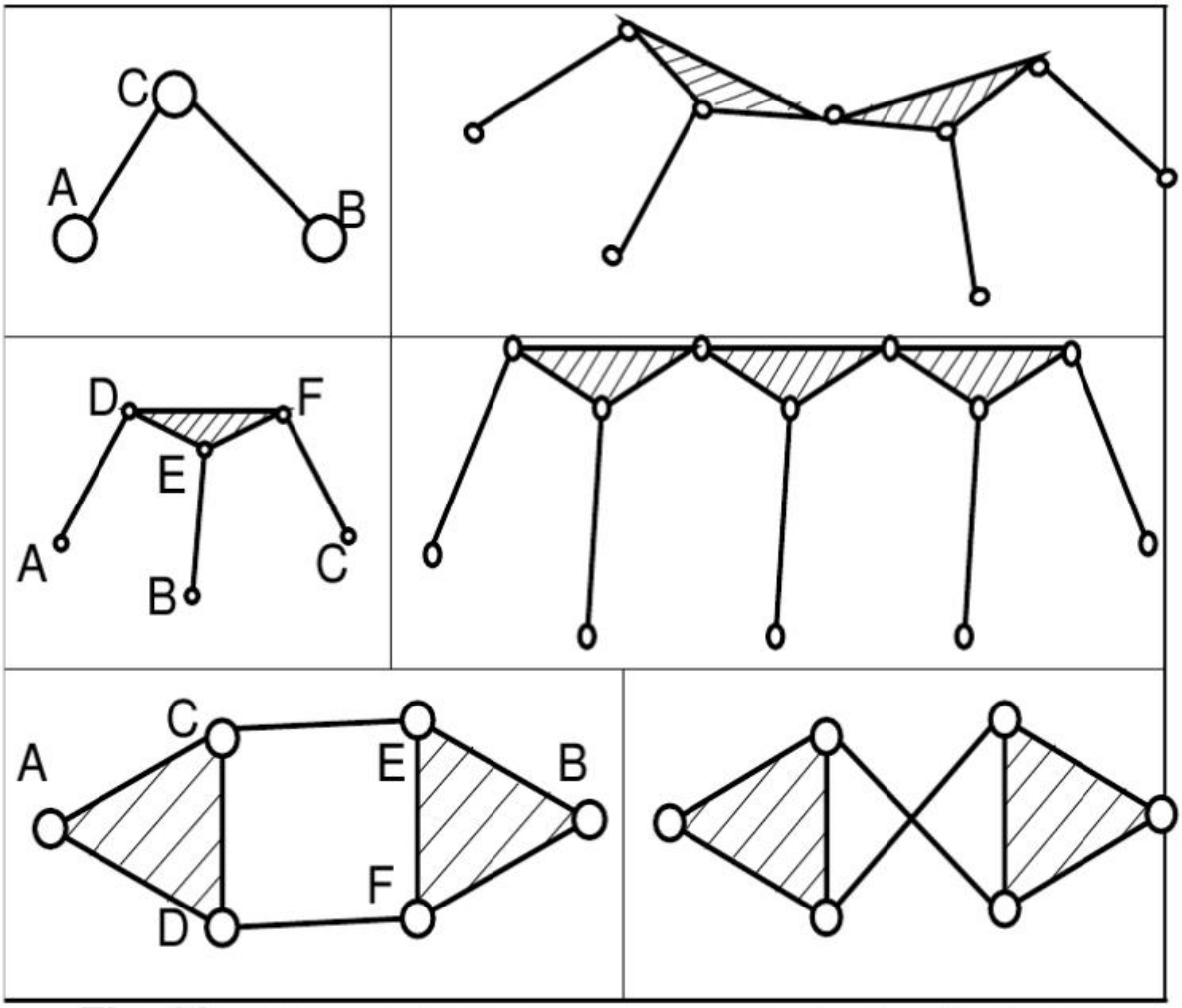


Fig. 28. *Câteva scheme ale unor grupe structurale simple (uzuale)*

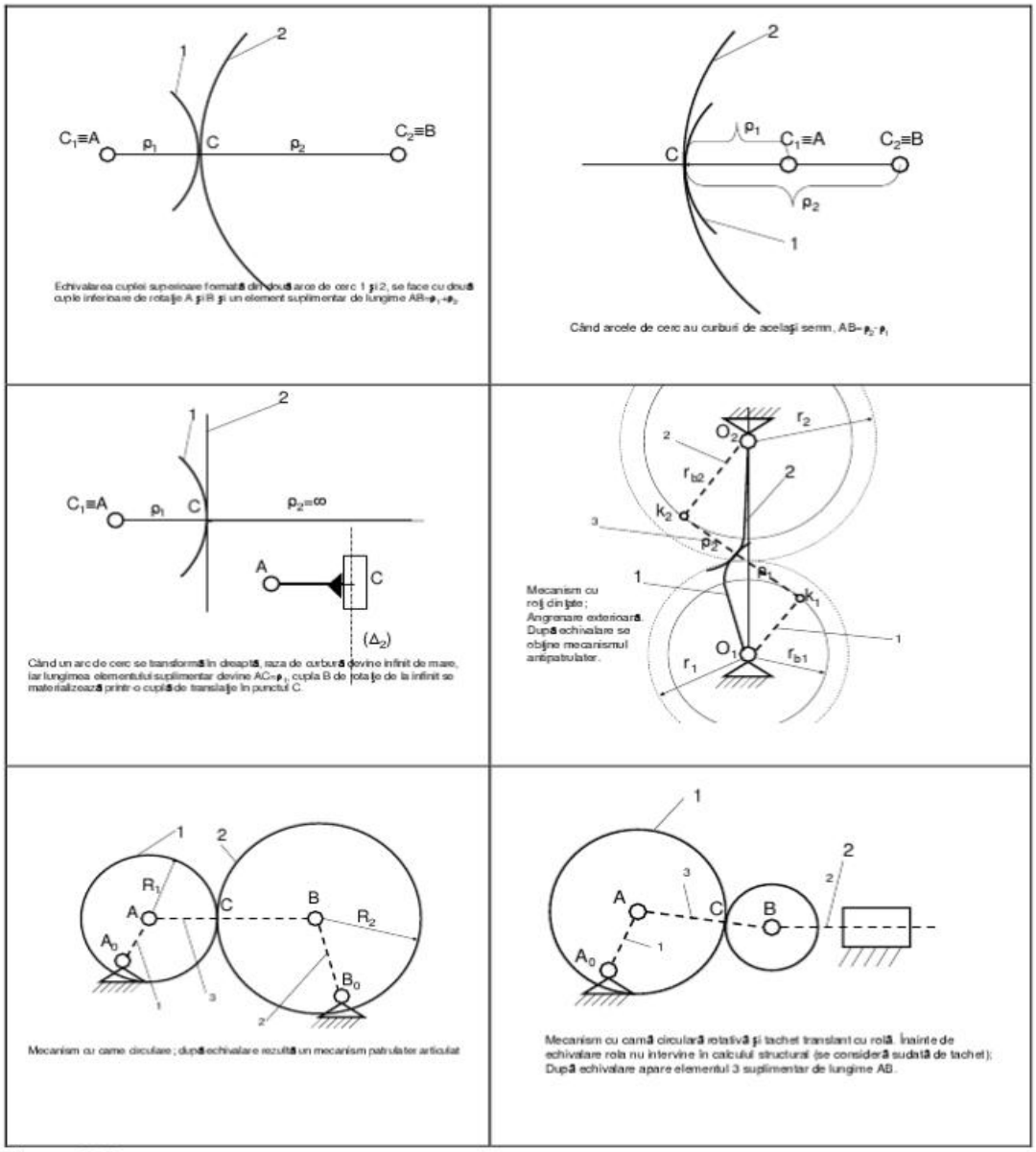

Echivalarea cuplei superioare formată din două arce de cerc 1 şi 2, se face cu două cuple inferioare de rotaţie A şi B şi un element suplimentar de lungime AB=ρ1-ρ2
Când arcele de cerc au curburi de acelaşi semn, AB=ρ2-ρ1
Când un arc de cerc se transformă în dreaptă, raza de curbură devine infinit de mare, iar lungimea elementului suplimentar devine AC=ρ1, cupla B de rotaţie de la infinit se materializează printr-o cuplă de translaţie în punctul C.
Mecanism cu roţi dinţate; Angrenare exterioară. După echivalare se obţine mecanismul antiparalelogram.
Mecanism cu came circulare; după echivalare rezultă un mecanism patrulater articulat
Mecanism cu camă circulară rotativă şi tachet translant cu rolă. Înainte de echivalare rola nu intervine în calculul structural (se consideră sudată de tachet); După echivalare apare elementul 3 suplimentar de lungime AB.

Fig. 29. *Echivalarea cuplelor cinematice superioare printr-un element suplimentar şi două cuple cinematice inferioare de clasa a V-a (de rotaţie sau de translaţie).*

Echivalarea cinematică a cuplelor superioare, s

O cuplă superioară, s, se echivalează cinematic, prin înlocuirea ei cu două cuple inferioare şi un element suplimentar (a se urmări figura 29). În figura 29 sunt tabelate câteva cuple superioare şi se arată modul lor de echivalare cinematică.

Pentru mecanismele cu cinci elemente cinematice mobile şi unul fix, având un singur element conducător (motor) se pot obţine două tipuri de scheme structurale: (James) **Watt** (fig. 30) sau (George) **Stephenson** (fig. 31).

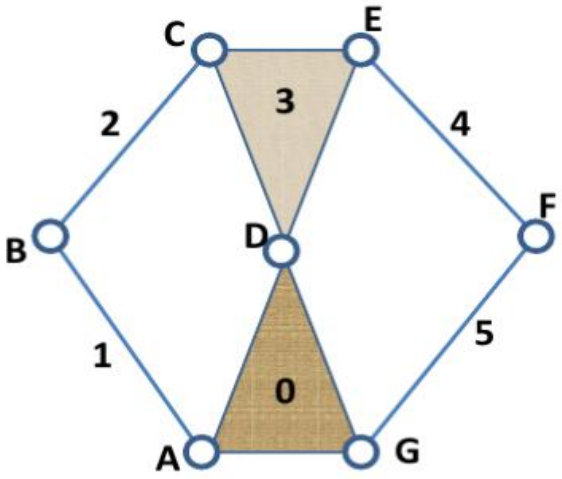


Fig. 30. *Schemă structurală Watt*

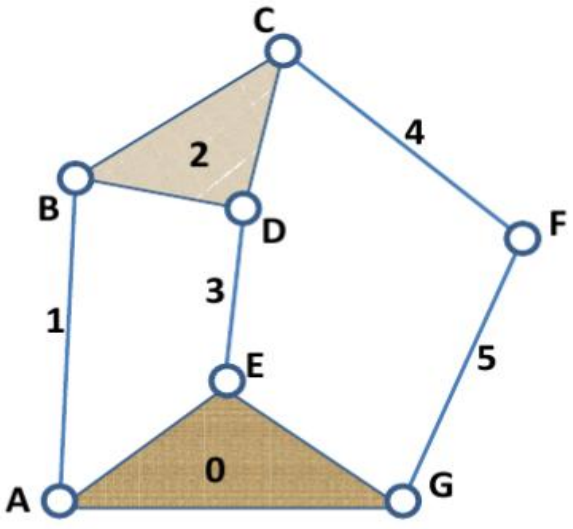


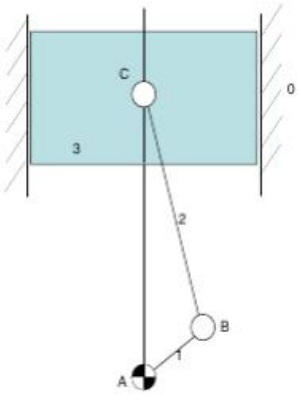
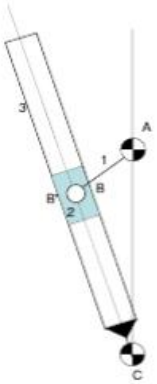
Fig. 31. *Schemă structurală Stephenson*

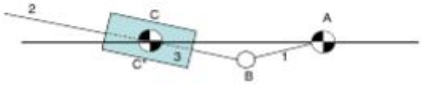
Oricum am alege elementele fix şi conducător, la schema Watt, se obţin două diade.

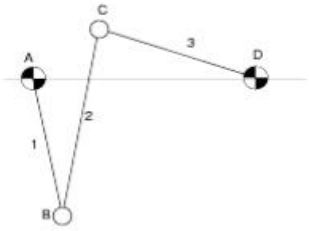
La schema Stephenson, putem obţine câte două diade, dar se poate ajunge şi la o triadă dacă alegem elementele fix şi conducător într-un anumit fel (de exemplu în schema structurală din figura 31 trebuie ales ca element conducător elementul mobil 5, şi se obţine triada 1,2,3,4).

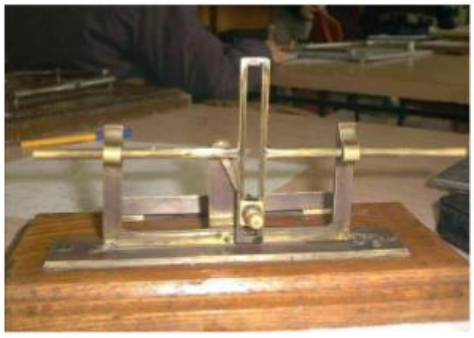
TEMĂ: Se dau schemele constructive şi cinematice din tabelul 3. Să se facă analiza structurală a lor (tabel cuple, tabel elemente, schema structurală, împărţirea pe grupe asurice, formula structurală, schema bloc, gradul de mobilitate).

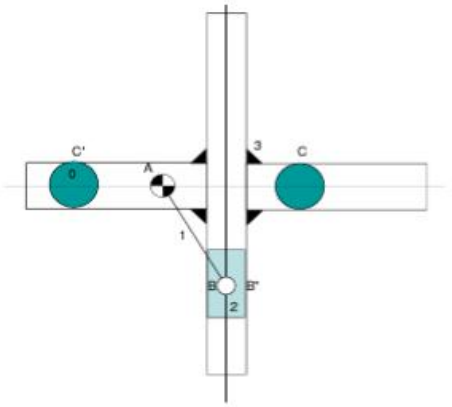
Tabel 3 *Scheme constructive şi cinematice*

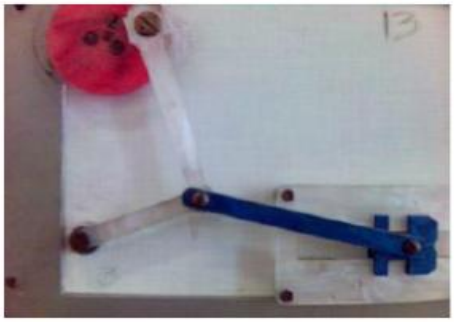
	
	

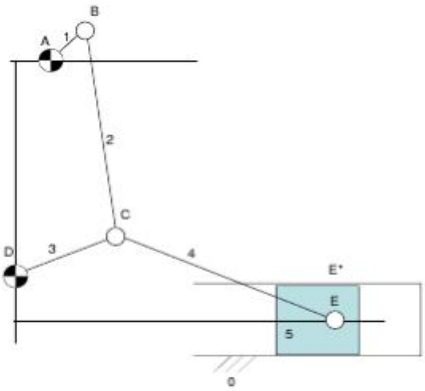

2
C
A
C'
3
1
B

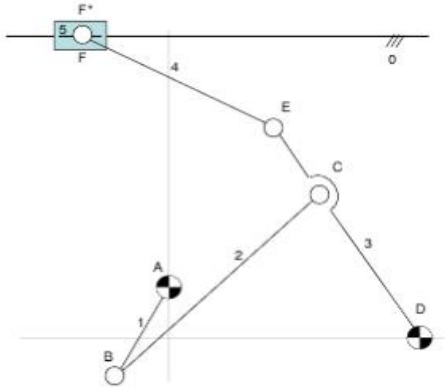

C
3
A
D
2
1
B

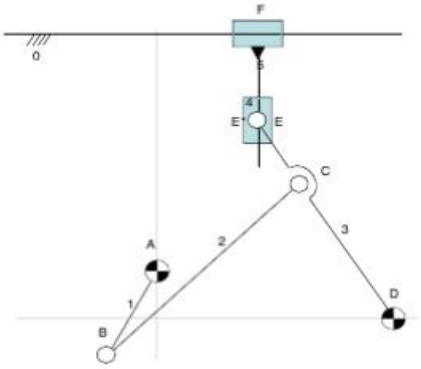


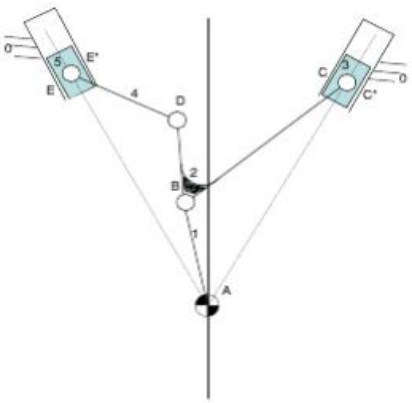

C'
0
A
3
C
1
B
B'
2

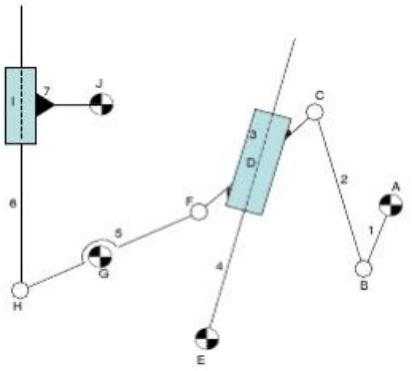


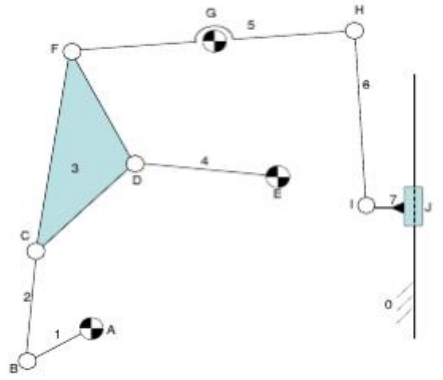

B
A
1
2
C
D
3
4
E*
E
5
0

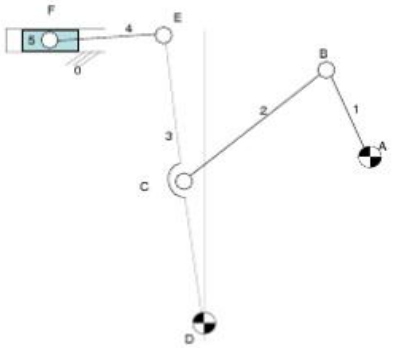

F*
5
F
0
4
E
C
3
2
A
1
D
B

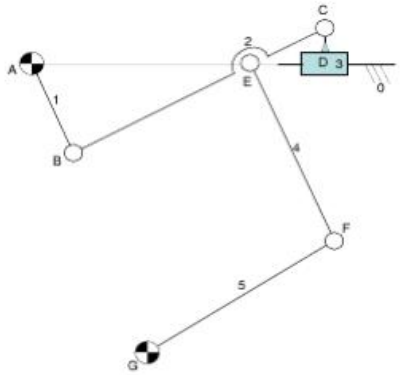

F
0
5
4
E
E
C
3
2
A
1
D
B

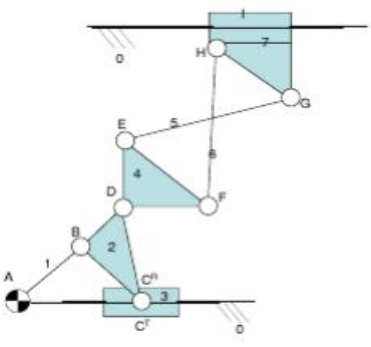

0
5
E*
E
4
D
C
3
C*
0
2
B
1
A

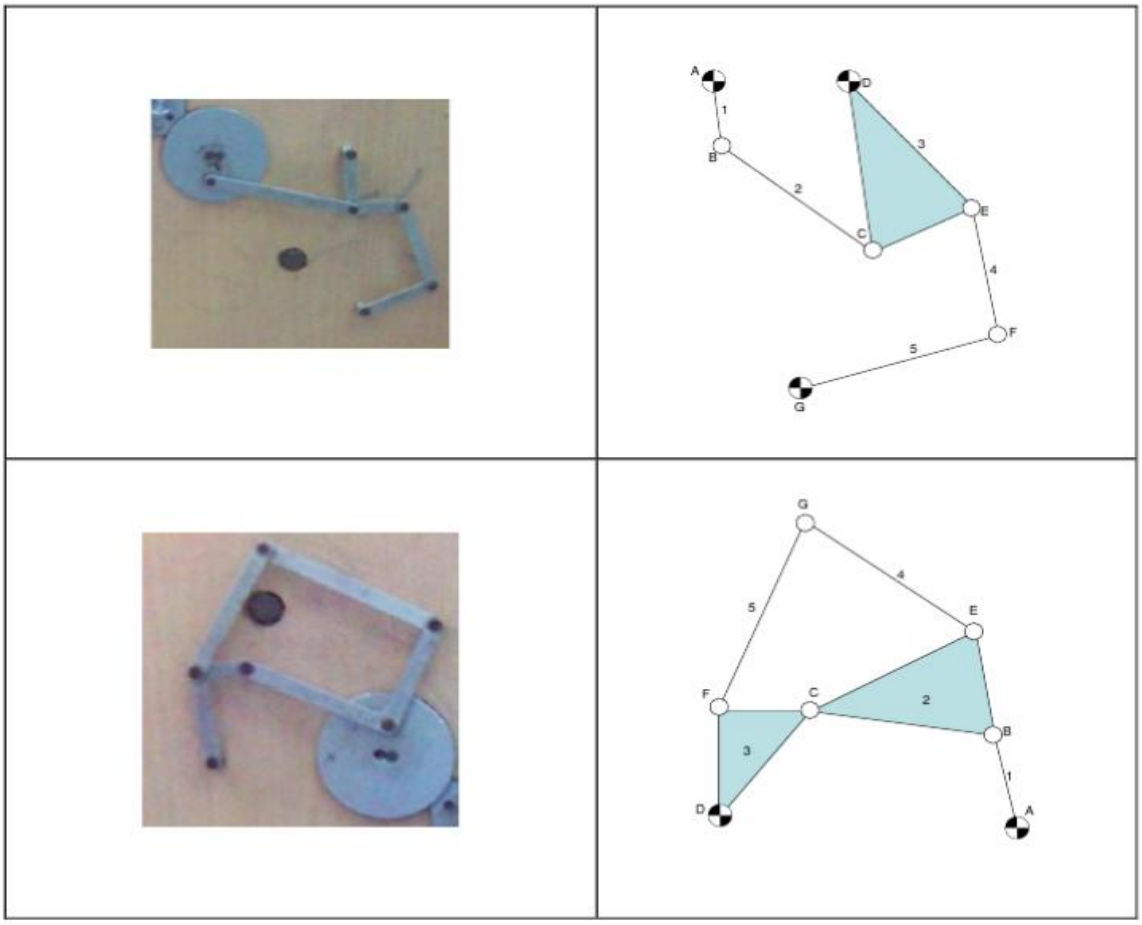

7
J
C
3
D
6
F
2
A
5
1
G
4
B
H
E


G
5
H
F
6
3
4
D
E
I
7
J
C
2
0
1
A
B


F
5
4
E
0
B
2
1
3
A
C
D


C
2
A
D 3
E
0
1
B
4
F
5
G


1
0
7
H
G
E
5
6
4
D
F
B
2
A
1
C''
3
C'
0



1.4.2. Analiza structurală a mecanismelor spaţiale

În continuare se va urmări analiza structurală a mecanismelor generale, spaţiale, sau combinate plane+spaţiale.

Formula structurală generalizată a mecanismelor (Dobrovolschi) permite determinarea gradului de mobilitate al mecanismelor de familia f, ţinând seama de numărul f al condiţiilor de legătură comune impuse tuturor elementelor mecanismului înainte de a fi legate în lanţ cinematic cu un singur contur sau mai multe (însă de aceeaşi familie).

Lanţul cinematic reprezintă o reuniune de elemente cinematice de diferite ranguri legate prin cuple cinematice de diferite clase. Toate elementele lanţului cinematic sunt mobile.

Pentru ca un lanţ cinematic să poată fi utilizat trebuie mai întâi să i se fixeze unul din elementele componente.

Clasificarea lanţurilor cinematice se face după trei criterii importante: rangul elementelor componente, forma lanţului şi felul mişcării elementelor.

A. După rangul elementelor componente ale lanţului, avem:

-Lanţuri cinematice simple (la care fiecare element component are cel mult două cuple cinematice, j fiind cel mult 2);

-Lanţuri cinematice complexe (la care cel puţin un element are mai mult de două cuple cinematice, sau există cel puţin un contur închis de rang superior, cel puţin 4, aparţinând unei grupe structurale superioare, tetradă sau mai mare).

B. După forma lanţului cinematic, avem:

-Lanţuri cinematice deschise (la care există şi elemente cu o singură cuplă cinematică; exemplu – roboţii seriali);

-Lanţuri cinematice închise (la care toate elementele au cel puţin două cuple cinematice; cu ele se alcătuiesc mecanismele cele mai uzuale, inclusiv roboţii paraleli).

C. După felul mişcării elementelor, avem:

-Lanţuri cinematice plane (la care toate elementele se mişcă într-un singur plan, sau în plane paralele);

-Lanţuri cinematice spaţiale (la care cel puţin un element are o mişcare într-un plan diferit de al celorlalte).

Mecanismele se formează din unul sau mai multe lanţuri cinematice, prin fixarea unui element, şi stabilirea elementului conducător (sau a elementelor conducătoare).

Se defineşte familia f a unui mecanism sau a lanţului cinematic corespunzător, spaţiul în care elementele înainte de a fi legate prin cuple cinematice au 6-f grade de libertate.

Într-un spaţiu de familia f mecanismele formate nu pot avea în structura lor decât cuple cinematice de clasa $k \geq f+1$. De exemplu, într-un spaţiu de familia a treia, unde f=3 (care poate fi unul plan sau unul spaţial-sferic), nu putem avea decât cuple de clasa a patra şi a cincea.

În consecinţă în spaţiul de familie f, cele e elemente izolate posedă (6-f)e grade de libertate. Legându-le între ele prin $\sum_{k=f+1}^{5} c_k$ cuple cinematice, gradul de libertate al lanţului format va fi:

$$L_f = (6-f)\cdot e - \sum_{k=f+1}^{5} (k-f)\cdot c_k \qquad (4)$$

Deoarece o cuplă cinematică de clasă k suprimă elementului (k-f) grade de libertate. Relaţia (4) reprezintă formula structurală a lanţului cinematic de familia f cu un singur contur.

Dacă se fixează unul din elementele lanţului se obţine gradul de mobilitate al mecanismului de familia f (formula lui Dobrovolschi, sistemul 5), unde m=numărul de elemente mobile.

$$\begin{cases} M_f = L_f - (6-f) \\ M_f = (6-f)\cdot(e-1) - \sum_{k=f+1}^{5} (k-f)\cdot c_k \\ M_f = (6-f)\cdot m - \sum_{k=f+1}^{5} (k-f)\cdot c_k \end{cases} \qquad (5)$$

Există şase familii de mecanisme, ce derivă din sistemul (5), conform sistemului (6).

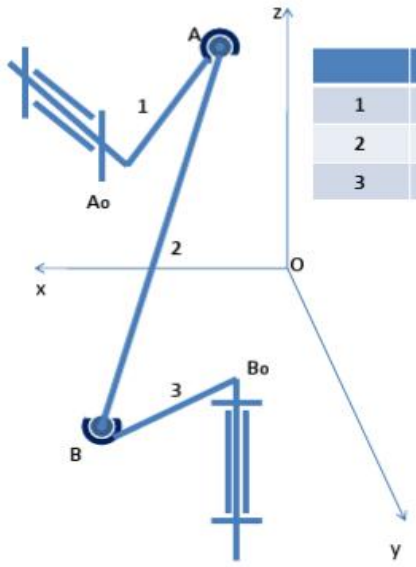
$$\begin{cases} M_f = (6-f)\cdot m - \sum_{k=f+1}^{5} (k-f)\cdot c_k \\ f=0 \quad M_0 = 6m - 5c_5 - 4c_4 - 3c_3 - 2c_2 - c_1 \\ f=1 \quad M_1 = 5m - 4c_5 - 3c_4 - 2c_3 - c_2 \\ f=2 \quad M_2 = 4m - 3c_5 - 2c_4 - c_3 \\ f=3 \quad M_3 = 3m - 2c_5 - c_4 \\ f=4 \quad M_4 = 2m - c_5 \\ f=5 \quad M_5 = m \end{cases} \qquad (6)$$

Familia mecanismului se poate determina utilizând metoda tabelară, care constă în înscrierea într-o tabelă a tuturor mişcărilor independente ale elementelor faţă de un sistem de axe de coordonate ales convenabil. Numărul de restricţii comune tuturor elementelor indică familia f a mecanismului. Se aplică apoi formula corespunzătoare familiei obţinute (aleasă din sistemul 6) şi se obţine mobilitatea mecanismului.

Observaţie: Metoda tabelară nu poate fi folosită în orice situaţie pentru determinarea familiei unui mecanism spaţial.

Pentru ca ea să poată fi folosită în cât mai multe cazuri posibile e util uneori să echivalăm cuplele superioare de clase mai mici cu elemente suplimentare şi cuple inferioare de clasa a cincea. Sistemul fix de coordonate carteziene spaţiale trebuie ales judicios.

Mecanismele spaţiale din familia f=0 sunt constituite din elemente ale căror mişcări nu sunt supuse nici unei restricţii comune. Din această categorie fac parte mecanismele spaţiale ale căror elemente pot realiza mişcările cele mai generale (ex: mecanismul de direcţie al autovehiculelor rutiere, mecanismul de frânare al vehiculelor feroviare, mecanismul suspensiilor, cel al motocositoarei, mecanismul direcţiei la pilotul automat, sistemele paralele moderne, etc). Un astfel de mecanism de familie 0, este mecanismul patrulater spaţial din figura 32, utilizat în general ca mecanism de direcţie la diverse vehicule rutiere. În dreapta se vede tabelul mişcărilor elementelor faţă de sistemul de axe cartezian xOyz ales.



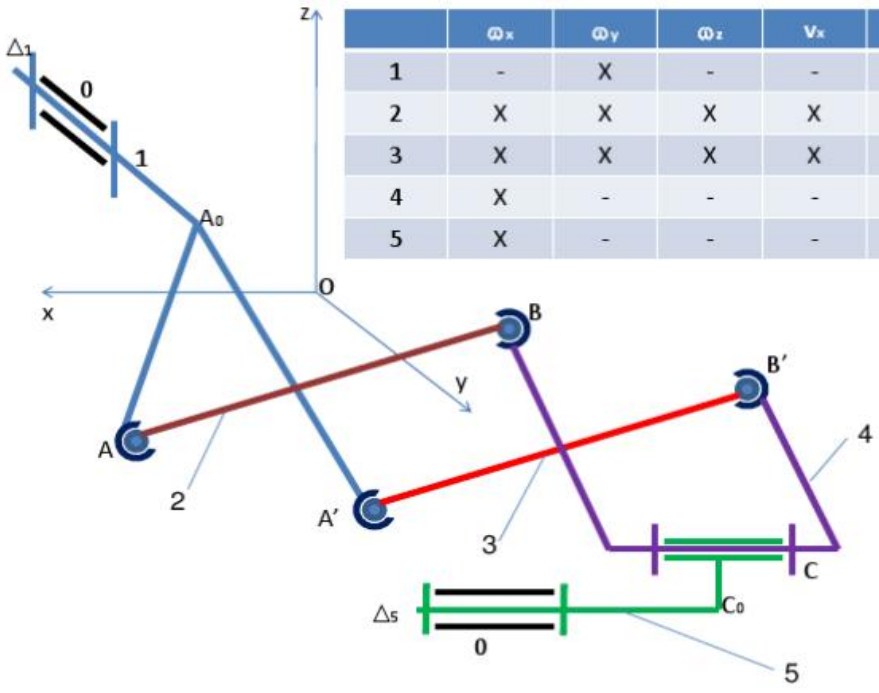
	ω_x	ω_y	ω_z	v_x	v_y	v_z
1	-	X	-	-	-	-
2	X	X	X	X	X	X
3	-	-	X	-	-	-

Fig. 32. *Mecanism patrulater spaţial utilizat ca mecanism de direcţie la vehiculele rutiere*

Nu există nici o restricţie comună, deci mecanismul are familia 0, iar mobilitatea se determină cu formula aferentă familiei zero (vezi relaţia 7).

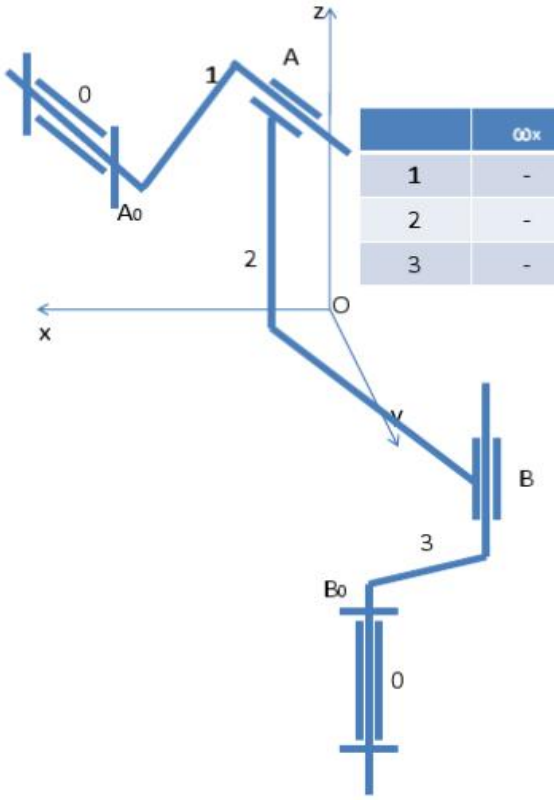
$$\begin{cases} M_f = (6-f)\cdot m - \sum_{k=f+1}^{5} (k-f)\cdot c_k \\ f = 0 \quad M_0 = 6m - 5c_5 - 4c_4 - 3c_3 - 2c_2 - c_1 = \\ = 6\cdot 3 - 5\cdot 2 - 4\cdot 0 - 3\cdot 2 - 2\cdot 0 - 0 = 18 - 10 - 6 = 2 \end{cases} \quad (7)$$

Gradul de mobilitate al mecanismului a rezultat doi, însă cinematic mecanismul este desmodrom cu o singură acţionare deci gradul său real de mobilitate este 1. A doua mobilitate reprezintă posibilitatea bielei spaţiale 2 de a se roti aleator în jurul propriei axe longitudinale datorită permitivităţii celor două cuple spaţiale sferice de clasa a treia de la capetele ei. Un alt mecanism de familie zero este cel reprezentat în figura 33.



	ωx	ωy	ωz	Vx	Vy	Vz
1	-	X	-	-	-	-
2	X	X	X	X	X	X
3	X	X	X	X	X	X
4	X	-	-	-	X	X
5	X	-	-	-	-	-

Fig. 33. *Mecanism spaţial utilizat drept cuplaj mobil la locomotivele electrice*



	ωx	ωy	ωz	vx	vy	vz
1	-	X	-	-	-	-
2	-	X	X	X	X	X
3	-	-	X	-	-	-

Fig. 34. *Mecanism spaţial RCCR de familie 1*

În figura 34 este prezentat un mecanism spaţial RCCR de familie 1.

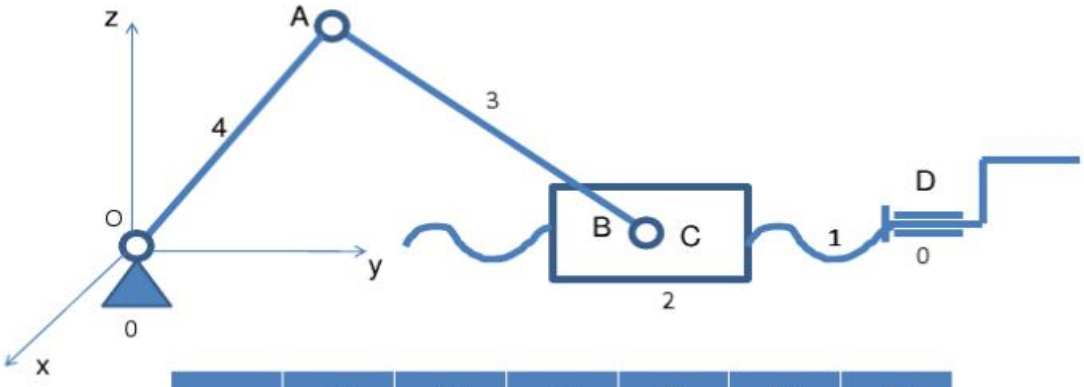
Axele de intrare şi ieşire ale manivelelor 1 şi 3 sunt construite cu cuple de rotaţie de clasa a 5 –a, dar biela 2 este legată la manivele prin cuple cilindrice de clasa a patra.

Apare o restricţie comună (nici unul din cele trei elemente mobile nu se poate roti în jurul axei x).

Gradul de mobilitate al mecanismului este obţinut cu relaţia (8) aferentă mecanismelor spaţiale de familie 1.

$$\begin{cases} M_f = (6-f)\cdot m - \sum_{k=f+1}^{5} (k-f)\cdot c_k \\ \\ f=1 \quad M_1 = 5m - 4c_5 - 3c_4 - 2c_3 - c_2 = \\ = 5\cdot 3 - 4\cdot 2 - 3\cdot 2 - 2\cdot 0 - 0 = 15 - 8 - 6 = 1 \end{cases} \quad (8)$$

În figura 35 este prezentat un mecanism de familie 2.



	ωx	ωy	ωz	Vx	Vy	Vz
1	-	X	-	-	-	-
2	-	-	-	-	X	-
3	X	-	-	-	X	X
4	X	-	-	-	-	-

Fig. 35. *Mecanism spaţial de familie 2*

Gradul de mobilitate al mecanismului cu şurubul 1 şi piuliţa 2, de familie 2, se obţine cu formula aferentă (9).

$$\begin{cases} M_f = (6-f)\cdot m - \sum_{k=f+1}^{5} (k-f)\cdot c_k \\ \\ f = 2 \quad M_2 = 4m - 3c_5 - 2c_4 - c_3 = \\ = 4\cdot 4 - 3\cdot 5 - 2\cdot 0 - 0 = 16 - 15 = 1 \end{cases} \qquad (9)$$

Mecanismele de familia f=3 sunt constituite din elemente ale căror mişcări au trei restricţii comune. În această familie se încadrează trei categorii principale:

A.Mecanismele sferice (elementelor acestor mecanisme le sunt interzise toate cele trei translaţii, elementele fiind situate pe o sferă, au posibilitatea efectuării doar a celor trei rotaţii). Exemplu (cuplajele de clasa a patra). A se vedea cuplajul cardanic sau universal din figura 36.

Fig. 36. *Crucea cardanică (cupla universală de clasa a patra) reprezintă un mecanism spaţial sferic de familie 3*

Mobilitatea unui astfel de mecanism (m=2, C_5=2, C_4=1) se determină cu relaţia aferentă (10).

$$\begin{cases} M_f = (6-f)\cdot m - \sum_{k=f+1}^{5} (k-f)\cdot c_k \quad f = 3 \\ M_3 = 3m - 2c_5 - c_4 = 3\cdot 2 - 2\cdot 2 - 1 = 6 - 4 - 1 = 1 \end{cases} \qquad (10)$$

Aici trebuie făcută precizarea că mecanismul cu două cruci cardanice şi ax cardanic între ele (aşa cum este el utilizat la vehicule; vezi figura 37), se transformă într-un mecanism de familie 1 (f=1), deoarece dacă luăm un sistem de axe cartezian spaţial, având o axă comună cu axa longitudinală a arborelui cardanic, observăm că arborele are cele trei rotaţii spaţiale impuse de cuplele cardanice de la capetele lui plus două translaţii spaţiale după direcţiile radiale, dar nu translatează în lungul propriei axe longitudinale (aceasta fiind singura restricţie comună întregului mecanism, format din trei elemente mobile m=3, două cuple C_5 şi două cuple C_4). Mobilitatea dublei articulaţii cardanice se obţine cu relaţia 11.

Fig. 37. *Dubla articulaţie cardanică reprezintă un mecanism spaţial sferic de familie 1*

$$\begin{cases} M_f = (6-f)\cdot m - \sum_{k=f+1}^{5} (k-f)\cdot c_k \\ \\ f=1 \quad M_1 = 5m - 4c_5 - 3c_4 - 2c_3 - c_2 = \\ = 5\cdot 3 - 4\cdot 2 - 3\cdot 2 - 2\cdot 0 - 0 = 15 - 8 - 6 = 1 \end{cases} \qquad (11)$$

B. Mecanismele plane (în structura cărora apar cuple de rotaţie, de translaţie, şurub-piuliţă, şi cuple superioare C_4).

Mecanismele plane sunt cel mai des întâlnite în tehnică, ele fiind practic cele mai utilizate mecanisme din întreaga istorie a omenirii. Totuşi astăzi încep să se diversifice şi mecanismele spaţiale datorită tehnologiilor avansate, şi a apariţiei structurilor mobile paralele.

C. Mecanismele spaţiale cu pene (ale căror elemente nu pot avea decât mişcări de translaţie în spaţiu.

Mecanismele din familia f=4 sunt constituite din elemente ale căror mişcări au patru restricţii comune. Exemplu mecanismele plane cu pană (având trei cuple de translaţie, fig. 38a), sau mecanismele de tip presă-şurub (o cuplă de rotaţie, una de translaţie şi una şurub-piuliţă, fig. 38b), la care întâlnim două elemente mobile şi trei cuple de clasa a cincea. Mobilitatea este dată de relaţia (12).

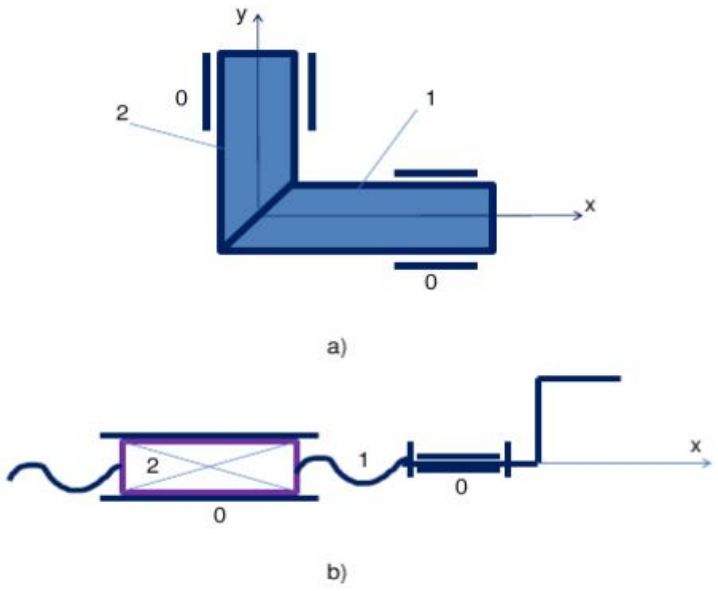


Fig. 38. *Mecanisme de familia 4*

$$\begin{cases} M_f = (6-f)\cdot m - \sum_{k=f+1}^{5} (k-f)\cdot c_k \qquad f=4 \\ M_4 = 2m - c_5 = 2\cdot 2 - 3 = 4 - 3 = 1 \end{cases} \tag{12}$$

Precizări: Mecanismul de familie f=5 nu există singur, el se încadrează în toate celelalte familii.

Formula Dobrovolschi se aplică şi mecanismelor policontur, cu condiţia ca toate conturele independente ale mecanismului să aibă aceeaşi familie. În caz contrar se utilizează formula Dobrovolschi modificată (relaţia 13), în care în loc de f apare f_a (familia aparentă), iar k ia valori de la 1 la 5 (nemaifiind limitat de la f+1 la 5).

$$M_f = (6 - f_a) \cdot m - \sum_{k=1}^{5} (k - f_a) \cdot c_k \qquad (13)$$

Familia aparentă se determină ca o medie aritmetică a familiilor tuturor conturelor independente (relaţia 14).

$$f_a = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^{N} f_i \qquad (14)$$

Conturele independente se identifică direct pe mecanism. Numărul conturelor independente se poate verifica şi cu relaţia (15).

$$N = \sum_{k=1}^{5} c_k - m \qquad (15)$$

Ca exemplu de mecanism complex se va lua mecanismul din figura 39, care are 8 cuple de clasa a cincea, 6 elemente mobile, şi două contururi independente, 012340 şi 04560. Pentru primul contur independent familia este f=2, iar pentru al doilea familia este f=3. Cu relaţia 14 obţinem f_a=2,5. Mobilitatea mecanismului se determină cu relaţia (16) care introduce datele numerice ale problemei în relaţia (13).

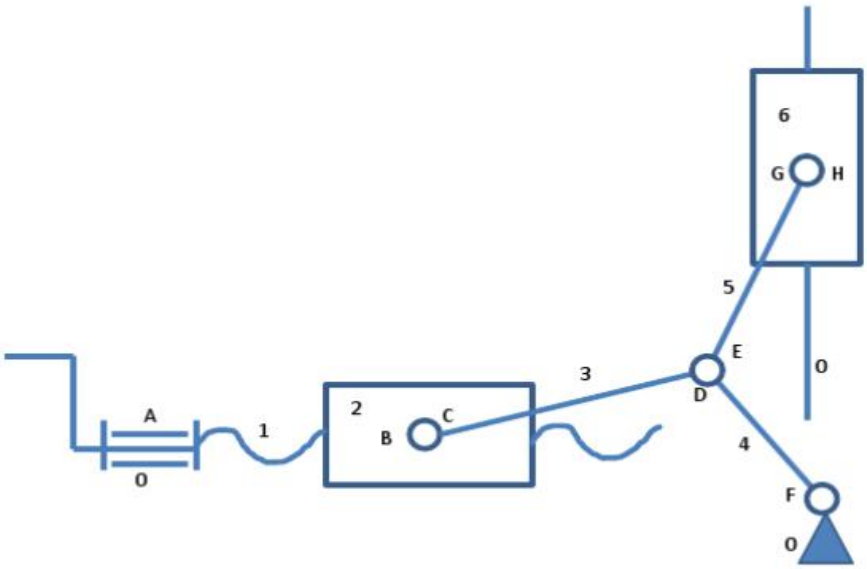


Fig. 39. *Mecanism complex cu două contururi independente*

$$M_f = (6 - f_a)\cdot m - \sum_{k=1}^{5}(k - f_a)\cdot c_k = \\ = (6 - 2.5)\cdot 6 - (5 - 2.5)\cdot 8 = 3.5\cdot 6 - 2.5\cdot 8 = 21 - 20 = 1 \qquad (16)$$

1.5. Structura diadelor (cele cinci tipuri de diade)

După tipul cuplelor de clasa a cincea (R-rotaţie, sau T-translaţie), şi după poziţionarea lor în cadrul diadei, din punct de vedere structural-cinematic, se deosebesc cinci tipuri de diade (vezi tabelul din figura 40).

Primul aspect RRR reprezintă diada care are numai cuple de rotaţie.

Diada de aspectul II, RRT, are două cuple de rotaţie şi una de translaţie, ultima fiind poziţionată întotdeauna la una din cele două intrări.

Diada de aspectul al treilea, RTR, are tot două rotaţii şi o translaţie, însă aceasta este poziţionată în interior reprezentând cupla internă a diadei.

Diada de aspectul patru TRT, are două translaţii şi o rotaţie, rotaţia fiind cupla interioară iar translaţiile reprezentând cele două cuple exterioare, de intrare (denumite şi semicuple, sau cuple potenţiale).

La ultimul aspect, al cincelea, diada RTT sau TTR, are tot două translaţii şi o rotaţie, o translaţie fiind cupla interioară, iar cuplele exterioare de intrare fiind una de rotaţie, iar cealaltă de translaţie.

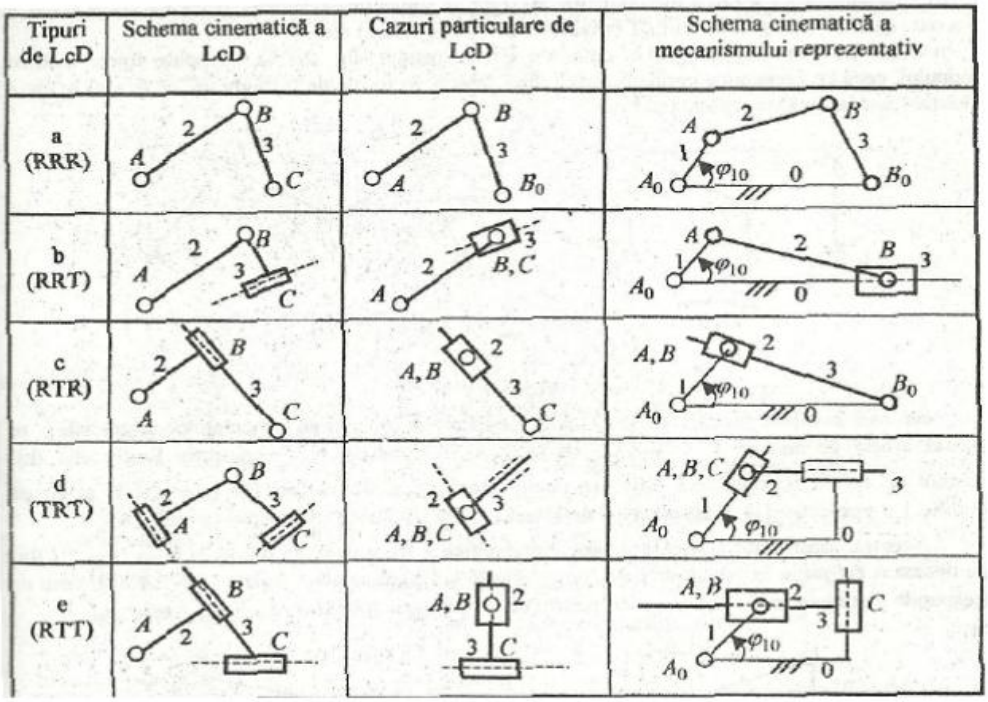


Fig. 40. *Cele cinci tipuri de diade*

Bibliografie-Cap. I

[1] **Antonescu P.**, *Mecanisme, calculul structural şi cinematic*, Editura IPB, Bucureşti, 1979.

[2] **Artobolevski, I.I.,** *Teoria mecanismelor şi a maşinilor*, Proceedings of 8th Editura Ştiinţa, Chişinău, 1992.

[3] **Pelecudi, Chr., ş.a.,** Mecanisme, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1985.

CAP. II

MECANISMUL BIELĂ MANIVELĂ PISTON

2.1. DETERMINAREA RANDAMENTULUI MECANIC LA SISTEMUL BIELĂ MANIVELĂ PISTON

Mecanismul bielă manivelă piston a avut multe întrebuinţări, fiind utilizat în special în două moduri principale, ca mecanism motor ori pe post de compresor. În motoarele cu ardere internă în patru timpi mecanismul bielă manivelă piston este mecanism motor numai un singur timp (detenta) din totalul celor patru [1]. În ceilalţi trei timpi mecanismul se comportă asemeni unui compresor, el primind puterea (fiind acţionat) dinspre manivelă (arborele cotit) şi împingând pistonul (în cei doi timpi de compresie respectiv evacuare) sau trăgând de el (la admisie). Practic ciclul energetic al motorului în patru timpi este parcurs în două cicluri cinematice complete.

Randamentul mecanismului motor (acţionat de puterea pistonului) diferă de cel al mecanismului compresor (acţionat de la manivelă) [1].

Din acest motiv se vor studia separat cele două cazuri distincte:

A. Când mecanismul lucrează în regim de motor, fiind acţionat de piston;
B. Când mecanismul lucrează în regim de compresor (sau pompă), fiind acţionat de arborele cotit.

În figura 1 se poate vedea schema cinematică a mecanismului bielă manivelă piston. Parametrii constructivi ai mecanismului sunt: r, raza manivelei (sau distanţa de la axul fusului palier la axul fusului

maneton); l, lungimea bielei (distanţa de la axul fusului maneton până la axul bolţului pistonului); e, excentricitatea (distanţa de la axul fusului palier la axa de ghidaj a pistonului). Mecanismul este poziţionat de unghiul, φ, care reprezintă unghiul de rotaţie şi poziţionare al manivelei. Biela este poziţionată de unul din cele două unghiuri, α sau ψ (a se vedea figura 1). Distanţa de la centrul de rotaţie al manivelei O, la centrul bolţului pistonului B, proiectată pe axa de translaţie a pistonului se notează cu variabila y_B.

2.1.1. Cinematica mecanismului bielă manivelă piston

Se proiectează ecuaţia vectorială a conturului mecanismului pe două axe plane rectangulare Ox şi Oy şi se obţin cele două relaţii scalare de poziţii ale mecanismului, date de sistemul de poziţii 1 (figura 1).

$$\begin{cases} r \cdot \cos\varphi + l \cdot \cos\psi = -e \\ r \cdot \sin\varphi + l \cdot \sin\psi = y_B \end{cases} \qquad (1)$$

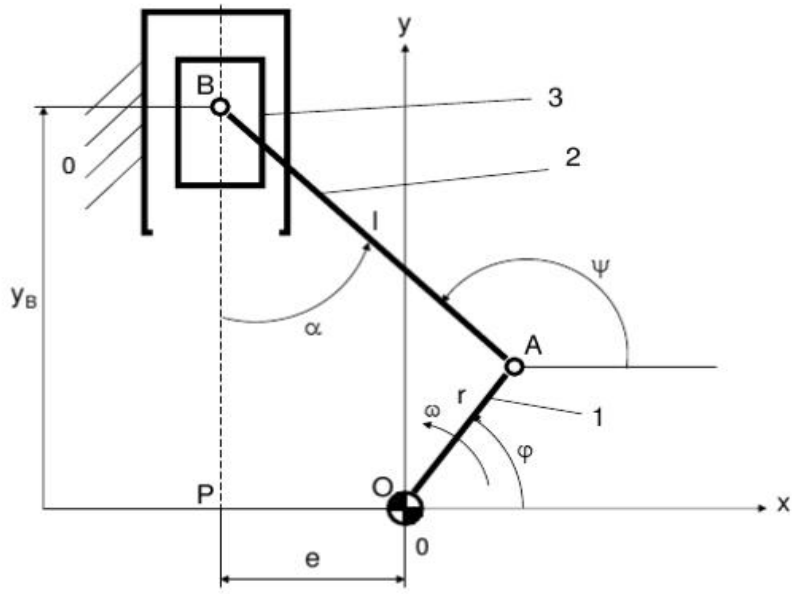


Fig. 1. *Schema cinematică a mecanismului bielă manivelă piston*

Se obişnuieşte să se rezolve sistemul de poziţii (1) decuplat, din prima relaţie a sistemului explicitându-se cosinusul unghiului ψ (conform relaţiei 2), iar din cea de a doua izolându-se deplasarea s a pistonului (conform relaţiei 3).

$$\cos\psi = -\frac{e + r\cdot\cos\varphi}{l} \tag{2}$$

$$s = y_B = r\cdot\sin\varphi + l\cdot\sin\psi \tag{3}$$

Prin derivarea sistemului de poziţii (1) se obţine sistemul vitezelor (4).

$$\begin{cases} -r\cdot\dot{\varphi}\cdot\sin\varphi - l\cdot\dot{\psi}\cdot\sin\psi = 0 \\ r\cdot\dot{\varphi}\cdot\cos\varphi + l\cdot\dot{\psi}\cdot\cos\psi = \dot{y}_B \end{cases} \tag{4}$$

Din prima relaţie a sistemului (4) se calculează viteza unghiulară $\dot{\psi}$, (conform relaţiei 5) iar din a doua ecuaţie a sistemului de viteze (4) se determină viteza liniară a pistonului $\dot{y}_B$, (relaţia 6):

$$\dot{\psi} = -\frac{r\cdot\sin\varphi}{l\cdot\sin\psi}\cdot\dot{\varphi} \tag{5}$$

$$\dot{y}_B = r\cdot\dot{\varphi}\cdot\cos\varphi + l\cdot\dot{\psi}\cdot\cos\psi \tag{6}$$

Sistemul vitezelor (4) se derivează la rândul lui, pentru obţinerea sistemului de acceleraţii (7).

$$\begin{cases} -r\cdot\dot{\varphi}^2\cdot\cos\varphi - l\cdot\dot{\psi}^2\cdot\cos\psi - l\cdot\ddot{\psi}\cdot\sin\psi = 0 \\ -r\cdot\dot{\varphi}^2\cdot\sin\varphi - l\cdot\dot{\psi}^2\cdot\sin\psi + l\cdot\ddot{\psi}\cdot\cos\psi = \ddot{y}_B \end{cases} \tag{7}$$

Din prima ecuaţie a sistemului (7) se calculează acceleraţia unghiulară $\ddot{\psi}$, (conform relaţiei 8), iar din a doua ecuaţie a sistemului (7) se determină acceleraţia liniară a pistonului, $\ddot{y}_B$, (relaţia 9).

$$\ddot{\psi} = -\frac{r\cdot\dot{\varphi}^2\cdot\cos\varphi + l\cdot\dot{\psi}^2\cdot\cos\psi}{l\cdot\sin\psi} \tag{8}$$

$$\ddot{y}_B = l\cdot\ddot{\psi}\cdot\cos\psi - r\cdot\dot{\varphi}^2\cdot\sin\varphi - l\cdot\dot{\psi}^2\cdot\sin\psi \tag{9}$$

Unghiul α se exprimă în funcţie de unghiul ψ, conform expresiei (10):

$$\alpha = \psi - 90 \tag{10}$$

Legăturile între funcţiile trigonometrice de bază ale acestor unghiuri se exprimă prin relaţiile sistemului (11).

$$\begin{cases} \cos\ \alpha = \sin\ \psi \\ \sin\ \alpha = -\cos\ \psi \end{cases} \tag{11}$$

Sinusul unghiului α, $\sin\ \alpha$, se exprimă cu ajutorul relaţiei (2) şi a celei de a doua egalităţi din sistemul (11), obţinându-se relaţia de forma (12).

$$\sin\ \alpha = \frac{e + r \cdot \cos\ \varphi}{l} \tag{12}$$

Viteza pistonului capătă forma (13), [1].

$$\begin{aligned} v_B &= \dot{y}_B = r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos\ \varphi + l \cdot \dot{\psi} \cdot \cos\ \psi = \\ &= r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos\ \varphi - \frac{r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin\ \varphi \cdot \cos\ \psi}{\sin\ \psi} = \\ &= \frac{r \cdot \dot{\varphi}}{\sin\ \psi} \cdot (\cos\ \varphi \cdot \sin\ \psi - \sin\ \varphi \cdot \cos\ \psi) = \\ &= r \cdot \dot{\varphi} \cdot \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin\ \psi} = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin\ \psi} \\ v_B &= r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin\ \psi} \end{aligned} \tag{13}$$

2.1.2. Determinarea randamentului mecanic al sistemului bielă manivelă piston, atunci când acesta lucrează în regim de motor, fiind acționat de către piston

Mecanismul bielă manivelă piston lucrează în regim de motor pe perioada unui singur timp din cei patru (sau din cei doi) timpi ai ciclului energetic al mecanismului utilizat la motoarele termice de tip

Otto sau Diesel în patru timpi (sau respectiv la motoarele în doi timpi ori de tip Stirling). Timpul motor are o deplasare corespunzătoare a manivelei de circa 180 grade sexazecimale (aproximativ π radieni), când pistonul se mişcă de la punctul mort apropiat către punctul mort depărtat (deci atunci când pistonul se mişcă între două poziţii extreme ale sale, dar în mod obligatoriu de la volumul minim către volumul maxim al spaţiului de lucru al cilindrului respectiv – a se vedea figura 2), manivela plecând de la poziţia a (în prelungire cu biela) şi ajungând în poziţia b (suprapusă peste bielă); acesta este timpul motor al ciclului energetic.

La motoarele de tip Otto, sau Diesel ciclul energetic conţine două cicluri cinematice (este marele dezavantaj al acestor motoare), pe când la motoarele Lenoir, Stirling, Wankel, Atkinson ciclul energetic se suprapune cu cel cinematic (marele avantaj al acestor motoare) [1].

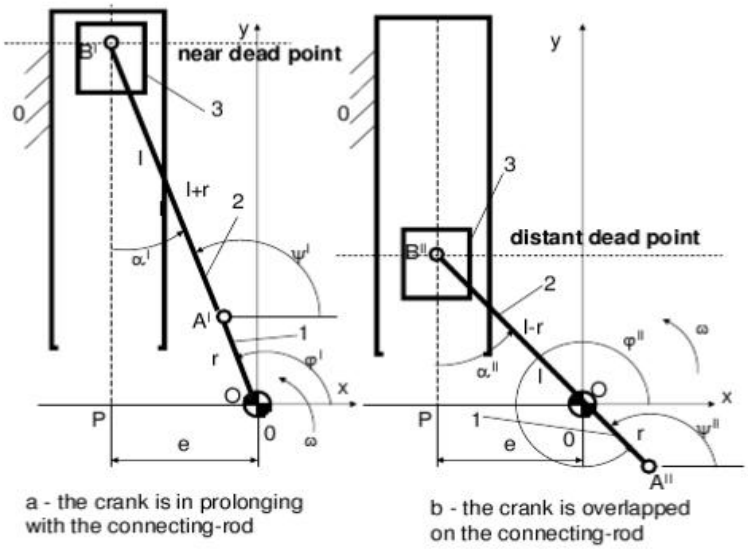


Fig. 2. *Schemele cinematice ale mecanismului motor în poziţiile extreme; a) când manivela este în prelungirea bielei, b) când manivela se suprapune peste bielă*

Pentru a determina randamentul mecanismului bielă manivelă piston atunci când lucrează pe post de motor, este necesară determinarea distribuţiei forţelor din mecanism mergând de la piston către manivelă (a se urmări figura 3).

Forţa motoare, consumată, (forţa de intrare) F_m, se divide în două componente: 1) F_n – forţa normală (orientată în lungul bielei); 2) F_τ – forţa tangenţială (perpendiculară în B, pe bielă); a se vedea

sistemul (14); (în figura 3 ω este negativ, manivelei imprimându-i-se o rotaţie orară).

$$\begin{cases} F_n = F_m \cdot \cos\ \alpha = F_m \cdot \sin\ \psi \\ F_\tau = F_m \cdot \sin\ \alpha = -F_m \cdot \cos\ \psi \end{cases} \qquad (14)$$

F_n este singura forţă ce se transmite prin intermediul bielei (dea lungul ei) de la B la A (deoarece bara are mişcarea ei caracteristică, generală, de bielă, de roto-translaţie, neavând nici o legătură directă la batiu; când bara are o legătură, o cuplă la elementul fix, ea se transformă din bielă în balansier, şi va putea transmite numai moment; al treilea caz posibil este cel al unei bare ce glisează într-un cilindru care are şi o cuplă de rotaţie cu batiul, realizându-se o cuplă multiplă de rotaţie şi translaţie, caz în care bara va avea o mişcare de bielă transmiţând prin ea dea lungul ei o forţă, dar va exista şi o mişcare de rotaţie în jurul cuplei cu batiul transmiţându-se astfel şi moment).

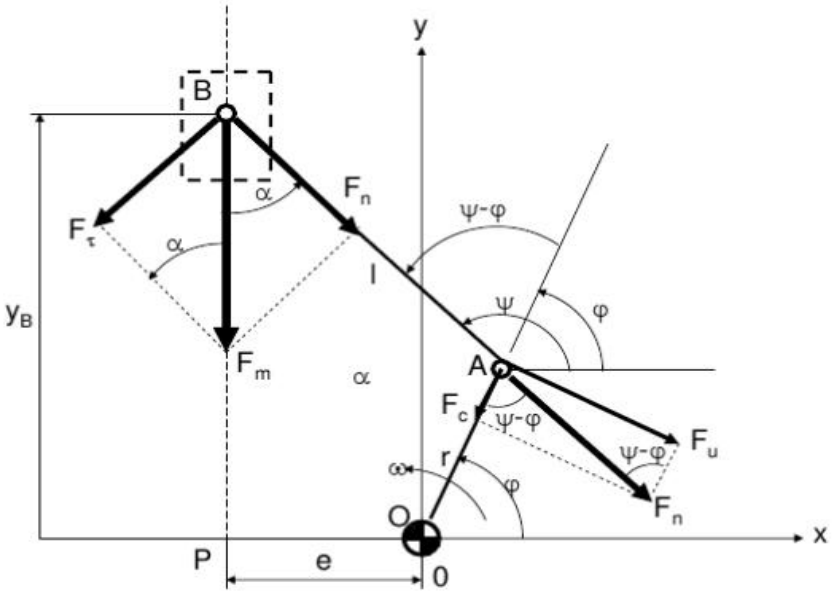


Fig. 3. *Forţele din mecanismul bielă manivelă piston, când puterea (forţa motoare) se transmite de la piston spre manivelă*

În A, forţa F_n se divide şi ea în două componente: 1. F_u – forţa utilă care este perpendiculară pe manivelă; şi 2. F_c – forţa de

compresie sau de întindere, care acţionează în lungul manivelei. A se vedea sistemul (15).

$$\begin{cases} F_u = F_n \cdot \sin(\psi - \varphi) = F_m \cdot \sin\psi \cdot \sin(\psi - \varphi) \\ F_c = F_n \cdot \cos(\psi - \varphi) = F_m \cdot \sin\psi \cdot \cos(\psi - \varphi) \end{cases} \quad (15)$$

Puterea utilă P_u, se poate scrie sub forma (16):

$$P_u = F_u \cdot v_A = F_u \cdot r \cdot \omega = F_m \cdot r \cdot \omega \cdot \sin\psi \cdot \sin(\psi - \varphi) \quad (16)$$

Puterea consumată P_c, capătă forma din expresia (17):

$$P_c = F_m \cdot v_B = F_m \cdot r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin\psi} \quad (17)$$

Randamentul mecanic instantaneu η_i, se poate exprima cu ajutorul relaţiei (18):

$$\eta_i = \frac{P_u}{P_c} = \frac{F_m \cdot r \cdot \omega \cdot \sin\psi \cdot \sin(\psi - \varphi)}{F_m \cdot r \cdot \omega \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \frac{1}{\sin\psi}} = \sin^2\psi = \cos^2\alpha = 1 - \frac{(e + r\cdot\cos\varphi)^2}{l^2} \quad (18)$$

Pentru a calcula randamentul mecanic η, se poate integra expresia randamentului instantaneu η_i, de la punctul mort apropiat până la punctul mort îndepărtat, de la φ^I la φ^{II} (figura 2, sistemul 19).

$$\begin{cases} \varphi^I \equiv \varphi_i = \pi - a\cos\left(\frac{e}{l + r}\right) \\ \varphi^{II} \equiv \varphi_f = 2\cdot\pi - a\cos\left(\frac{e}{l - r}\right) \end{cases} \quad (19)$$

Se poate determina mai simplu randamentul mecanic plecând tot de la sistemul (18) dar utilizând nu variabila φ cu limitele date de (19), ci variabila α, când se cunosc (sau se pot determina) valorile extreme ale unghiului α, α_M şi α_m (relaţiile 20-22).

$$\eta = \frac{1}{\Delta\alpha}\cdot\int_{\alpha_m}^{\alpha_M}\eta_i\cdot d\alpha = \frac{1}{\Delta\alpha}\int_{\alpha_m}^{\alpha_M}\cos^2\alpha\cdot d\alpha =$$

$$= \frac{1}{\Delta\alpha}\int_{\alpha_m}^{\alpha_M}\frac{\cos(2\cdot\alpha)+1}{2}\cdot d\alpha =$$

$$= \frac{1}{2\cdot\Delta\alpha}\int_{\alpha_m}^{\alpha_M}(\cos(2\alpha)+1)\cdot d\alpha =$$

$$= \frac{1}{2\cdot\Delta\alpha}\cdot[\frac{1}{2}\cdot\sin(2\cdot\alpha)+\alpha]_{\alpha_m}^{\alpha_M} =$$

$$= \frac{1}{2\cdot\Delta\alpha}[\frac{\sin(2\alpha_M)-\sin(2\alpha_m)}{2}+\Delta\alpha] =$$

$$= \frac{\sin(2\cdot\alpha_M)-\sin(2\cdot\alpha_m)}{4\cdot\Delta\alpha}+0.5 =$$

$$= \frac{\sin(2\cdot\alpha_M)-\sin(2\cdot\alpha_m)}{4\cdot(\alpha_M-\alpha_m)}+0.5 =$$

$$= 0.5+\frac{\sin\alpha_M\cos\alpha_M-\sin\alpha_m\cos\alpha_m}{2\cdot(\alpha_M-\alpha_m)} \qquad (20)$$

$$\text{Pentru} \quad l > r+e \Rightarrow \alpha_M = \arcsin\left(\frac{r+e}{l}\right) \qquad (21)$$

$$\text{Pentru} \quad r > e \Rightarrow \alpha_m = 0$$

Dezaxarea e reduce randamentul, astfel încât se va lua e=0.

$$\text{Pentru} \quad \lambda \le 0{,}1(6) \Rightarrow \eta \ge 0{,}99 \equiv 99\%;$$

$$\text{Pentru} \quad \lambda = 0{,}(3) \Rightarrow \eta = 0{,}962 \equiv 96{,}2\%; \qquad (22)$$

$$\text{Pentru} \quad \lambda = 0{,}5 \Rightarrow \eta = 0{,}913 \equiv 91{,}3\%$$

Se poate adopta un raport r/l=λ suficient de mic astfel încât să se realizeze la mecanismul motor un randament convenabil. Cum în mod obişnuit λ este ales constructiv mai mic de 0,3 automat randamentul mecanic al mecanismului motor (mecanismul bielă manivelă piston în timpul motor) este mai mare de 96%, cu condiţia ca dezaxarea e să fie zero. Mecanismul bielă manivelă piston, atunci

când lucrează în regim motor, are un randament mecanic foarte bun (foarte ridicat) [1].

2.1.3. Determinarea randamentului mecanic al sistemului bielă manivelă piston, atunci când acționarea lui se face dinspre manivelă

Mecanismul (sistemul) bielă manivelă piston lucrează ca mecanism motor (cu acţionarea de la piston), aşa cum am arătat într-un singur timp, o singură cursă în cadrul unui ciclu energetic, ceilalţi unu sau respectiv trei timpi fiind timpi de lucru în regim manivelă (cu acţionarea de la manivelă – de la arborele cotit).

La motoarele de tip Otto sau Diesel în doi timpi, sau la motoarele în patru timpi de tip Stirling sau rotative (Wankel, Atkinson nou, etc), la care ciclul energetic coincide cu cel cinematic (360 deg), există doar două curse (dacă e vorba de motoarele cu cilindri; în doi timpi sau în patru timpi Stirling), una fiind motoare şi alta fiind cu acţionare de la manivelă la motoarele în doi timpi, iar la motoarele în patru timpi de tip Stirling ambele curse fiind motoare (acesta este în fapt avantajul cel mai mare al motoarelor de tip Stirling), în vreme ce la motoarele rotative toate funcţiile se produc pe parcursul unei rotaţii complete, fără a mai putea discuta de cilindrii şi de cursa lor, ori de aspectul curselor, aici punându-se problema cât din unghiul total (360 deg=2π) de rotaţie a manivelei (a motorului) este timp motor sau nu.

Fig. 4. *La un motor rotativ Wankel, forţele din timpul motor care acţionează imediat după aprindere tind să mişte rotorul în ambele părţi, apăsarea iniţială fiind egală pe ambele părţi*

De exemplu la Wankel, rotaţia pe perioada timpului motor are o mare parte din ea cu timpi morţi în care presiunea motoare apasă în ambele sensuri, puterea motoare pierzându-se inutil (ca şi cum ar apăsa pe un balansoar în ambele sensuri simultan), iar mecanismul mişcându-se până când iese din zona respectivă la fel ca şi pe perioadele (zonele) nemotoare fiind acţionat de inerţie, primind puterea dinspre manivelă (deci în plin timp motor puterea motoare se anihilează singură apăsând pe ambele părţi ale scrânciobului rotor, iar mecanismul este acţionat de către manivelă şi de forţele de inerţie), lucru ce face ca deşi randamentul teoretic al unui Wankel să ajungă la valori foarte ridicate, randamentul real al lui să fie mai scăzut. În figura 4 se poate urmări un motor rotativ Wankel, în momentul aprinderii. După ieşirea din poziţia de echilibru puterea care mişcă în sensul de rotaţie devine mai mare decât cea care apasă în sens invers, însă diferenţa dintre ele este încă mică mult timp, aducând un prejudiciu conceptual, însăşi ideii de mecanism motor (cu alte cuvinte, inginereşte vorbind, motorul Wankel este un concept greşit).

Pentru corectarea situaţiei respective a fost inventat un motor rotativ modificat, cu zale (figura 5).

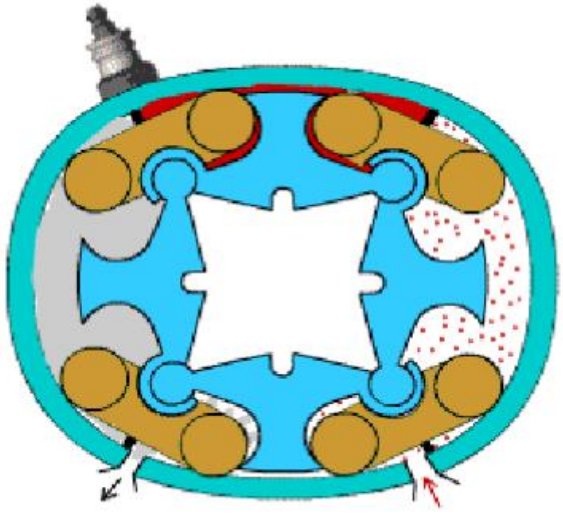


Fig. 5. *Motor rotativ modificat; sistemul de zale nu permite amestecului aprins să apese în ambele părţi; chiar şi aprinderea nu se mai face central ci pe lateral*

După ce trece de zona critică sistemul cu zale şi role se deschide (fig. 6) permiţând amestecului sub presiune să apese; apăsarea se face astfel unisens (totuşi sistemul rotativ cu zale şi role nu pare să fie soluţia cea mai potrivită pentru un sistem rotativ).

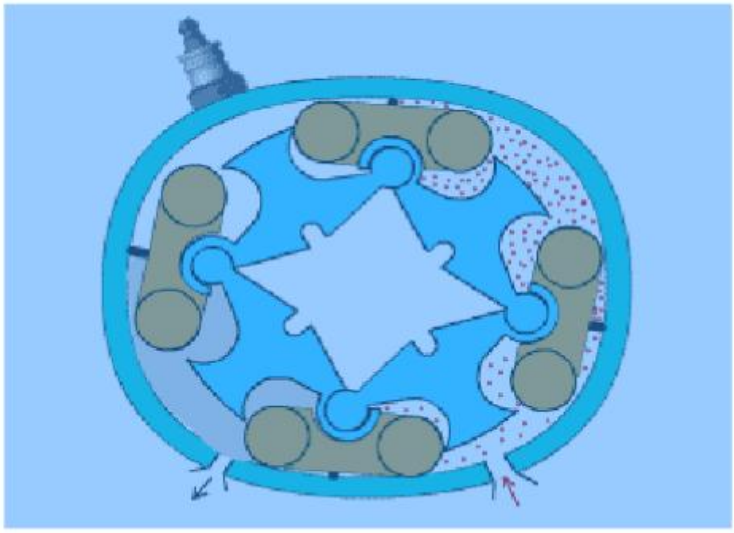


Fig. 6. *Motor rotativ modificat*

Mult mai interesant este (din acest punct de vedere) motorul Atkinson nou rotativ, care lucrează (rezolvă problemele) prin asimetrie (fig. 7).

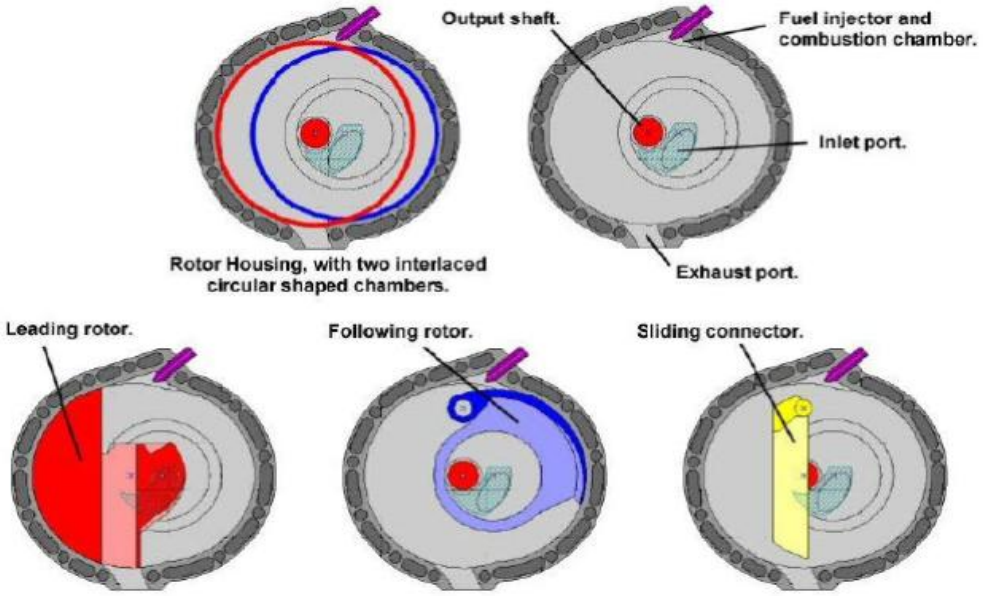


Fig. 7. *Motor Atkinson nou rotativ*

La motoarele cu cilindru (cilindri) în doi timpi, unul din timpi este motor, iar în celălalt timp motorul este acţionat de la manivelă. Motoarele în patru timpi cu cilindru (cilindri) excepţie făcând Stirlingul, au un singur timp motor din cei patru, toţi ceilalţi trei timpi fiind cu acţionare de la manivelă, fapt care reduce mult randamentul acestor motoare, deoarece randamentul mecanic la acţionarea de la manivelă este de circa două ori mai mic decât cel al unui timp motor efectiv, aşa cum se va vedea imediat.

Sub acest aspect motorul cu cilindru (cilindrii) în patru timpi, de tip Stirling este cel mai avantajat, el fiind acţionat în permanenţă de la piston (având astfel în permanenţă o acţionare motoare, cu randament maxim).

Din acest motiv el are o caracteristică de sarcină mai ciudată, care se spune că nu ar fi propice utilizării la automobile (motoarele acţionate mai mult de la manivelă, adică de la arborele cotit, deşi au randamentul mecanic mai redus, au o funcţionare mult mai stabilă, şi răspund rapid la schimbările regimurilor de lucru cerute de un autovehicul, în special datorită ajutorului inerţial mare al arborelui, la care se adaugă şi volantul; acest tip de motoare sunt mai „nervoase" adică mai dinamice).

Acest lucru poate fi însă corectat cu uşurinţă şi la motoarele Stirling (de randament ridicat) prin utilizarea mai multor cilindrii simultan, prinşi pe acelaşi arbore (motor Stirling cu mai mulţi cilindri), arborele având o inerţie mare, care mai poate fi sporită şi printr-un volant.

Chiar dacă cilindrii lucrează mai tot timpul în regimuri motoare, ei sunt legaţi în permanenţă la arborele de ieşire care trebuie să aibă constructiv o inerţie foarte mare, mişcarea la ieşirea din motor fiind culeasă de la arbore.

În continuare se va studia sistemul manivelă bielă piston, în situaţia când el este acţionat de la manivelă (dinspre arborele cotit; a se urmări figura 8).

Se determină repartiţia forţelor, iar pe baza lor şi a vitezelor cunoscute deja se vor putea calcula puterile şi randamentul mecanic al sistemului.

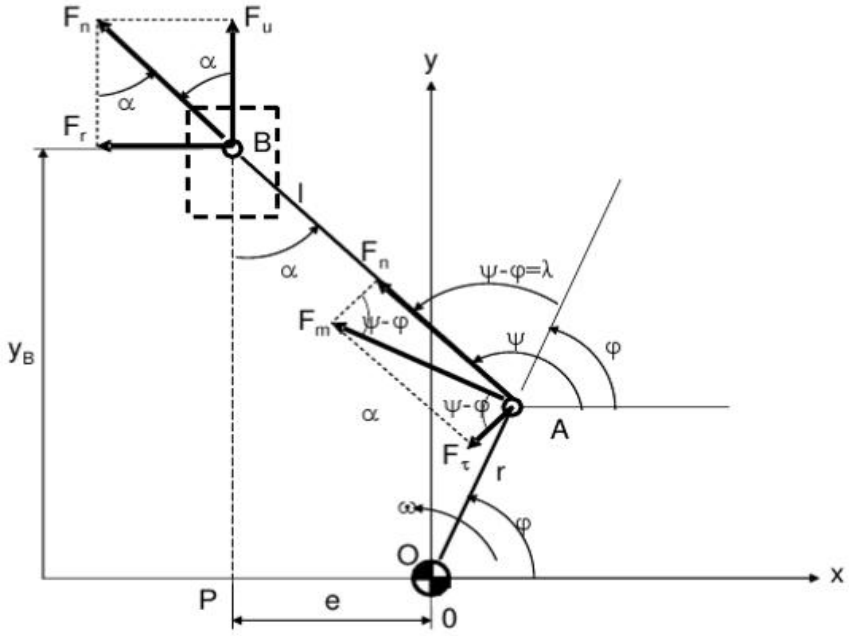


Fig. 8. *Forţele dintr-un sistem bielă manivelă piston, când acţionarea lui se face dinspre manivelă*

Forţa de intrare, de acţionare (forţa motoare consumată), F_m, perpendiculară în A pe manivela OA (r), se divide în două componente: 1. F_n – forţa normală, care reprezintă componenta activă, singura componentă transmisă de la cupla A către cupla B prin intermediul bielei (la care forţele se transmit doar în lungul ei); 2. F_τ – forţa tangenţială, forţă care deşi nu se transmite prin bielă poate s-o rotească şi s-o deformeze elastic în acelaşi timp (încovoiere); ecuaţiile prin care se determină cele două componente sunt date de sistemul (23).

$$\begin{cases} F_n = F_m \cdot \sin(\psi - \varphi) \\ F_\tau = F_m \cdot \cos(\psi - \varphi) \end{cases} \qquad (23)$$

În cupla B, forţa transmisă F_n, se divide la rândul ei în două componente: 1. F_u – forţa utilă; 2. F_r – o forţă normală pe axa de ghidare (axa ghidajului); a se vedea sistemul de ecuaţii (24).

$$\begin{cases} F_u = F_n \cdot \cos\alpha = F_n \cdot \sin\psi = F_m \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \sin\psi \\ F_r = F_n \cdot \sin\alpha = -F_n \cdot \cos\psi = -F_m \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \cos\psi \end{cases} \quad (24)$$

Puterea utilă se poate scrie sub forma (25), iar cea consumată îmbracă forma (26).

$$P_u = F_u \cdot v_B = F_m \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \sin\psi \cdot \frac{r\omega \sin(\psi - \varphi)}{\sin\psi} = \\ = F_m \cdot r \cdot \omega \cdot \sin^2(\psi - \varphi) \quad (25)$$

$$P_c = F_m \cdot v_A = F_m \cdot r \cdot \omega \quad (26)$$

Randamentul mecanic instantaneu al sistemului bielă manivelă piston acţionat dinspre manivelă se poate determina cu relaţia (27), [1].

$$\eta_i = \frac{P_u}{P_c} = \frac{F_m \cdot r \cdot \omega \cdot \sin^2(\psi - \varphi)}{F_m \cdot r \cdot \omega} = \sin^2(\psi - \varphi) = \\ = \frac{[\sqrt{l^2 - (e + r \cdot \cos\varphi)^2} \cdot \cos\varphi + (e + r \cdot \cos\varphi) \cdot \sin\varphi]^2}{l^2} \\ \eta_i = \sin^2\lambda \quad (cu \quad notatia \quad \lambda = \psi - \varphi) \quad (27)$$

Pentru determinarea randamentului mecanic al sistemului acţionat de la arborele cotit ar fi dificil de integrat expresia de mijloc din sistemul (27) când variabila de integrare este unghiul φ (integrarea fiind posibilă doar prin metode aproximative, fapt ce nu ar permite obţinerea unei expresii finale).

Utilizând ca variabile unghiurile ψ şi φ, relaţia de integrat (prima parte a sistemului 27) se simplifică. Însă şi mai uşoară este integrarea relaţiei (27) de jos, când avem o singură variabilă, λ (relaţia 28).

$$\eta = \frac{1}{\Delta\lambda}\cdot\int_{\lambda_m}^{\lambda_M}\eta_i\cdot d\lambda = \frac{1}{\Delta\lambda}\int_{\lambda_m}^{\lambda_M}\sin^2\lambda\cdot d\lambda =$$

$$= \frac{1}{\Delta\lambda}\int_{\lambda_m}^{\lambda_M}\frac{1-\cos(2\cdot\lambda)}{2}\cdot d\lambda =$$

$$= \frac{1}{2\cdot\Delta\lambda}\int_{\lambda_m}^{\lambda_M}(1-\cos(2\lambda))\cdot d\lambda =$$

$$= \frac{1}{2\cdot\Delta\lambda}\cdot[\lambda-\frac{1}{2}\cdot\sin(2\cdot\lambda)]_{\lambda_m}^{\lambda_M} =$$

$$= \frac{1}{2\cdot\Delta\lambda}[\Delta\lambda-\frac{\sin(2\lambda_M)-\sin(2\lambda_m)}{2}] =$$

$$= \frac{1}{2}-\frac{\sin(2\cdot\lambda_M)-\sin(2\cdot\lambda_m)}{4\cdot\Delta\lambda} =$$

$$= 0{,}5-\frac{\sin(2\cdot\lambda_M)-\sin(2\cdot\lambda_m)}{4\cdot(\lambda_M-\lambda_m)} =$$

$$= 0{,}5-\frac{\sin\lambda_M\cdot\cos\lambda_M-\sin\lambda_m\cdot\cos\lambda_m}{2\cdot(\lambda_M-\lambda_m)} \qquad (28)$$

Aşa cum rezultă din relaţiile finale (28) randamentul mecanic al sistemului bielă manivelă piston acţionat de la arborele cotit (arborele motor) nu poate depăşi valoarea maximă de 50%.

Deci, cum la o proiectare optimă randamentul sistemului bielă manivelă piston acţionat de la piston se apropie de 100%, iar cel al sistemului acţionat de la manivelă (arborele motor) se situează sub valoarea de 50%, rezultă că cel mai bun sistem cu cilindri este cel care este acţionat permanent de la piston, adică motorul Stirling.

La un motor stirling randamentul mecanic pe tot ciclul energetic (care coincide cu ciclul cinematic) este de circa 80-99,9% în funcţie de modul de proiectare. Randamentul termic (al ciclului Carnot) pentru o funcţionare optimă la temperaturi ridicate (aşa cum s-a văzut în cadrul primului capitol) ajunge la 55-65%.

Rezultă de aici că randamentul total (final) al unui Stirling bine proiectat, cu sursă caldă având temperaturi ridicate, atinge valori cuprinse între 44% şi 65%, cea ce înseamnă foarte mult. Nici un alt motor termic nu mai atinge asemenea valori.

Deoarece unii spun că Stirlingul are randamente mai mici decât Otto sau Diesel, iar alţii dimpotrivă că tocmai randamentul unui Stirling este punctul său forte, este cazul să facem în acest moment o discuţie mai în detaliu. Ce folos că Otto şi Diesel ating un randament termic de circa 65-75% comparativ cu numai 55-65% la motoarele Stirling, dacă randamentul final al unui motor reprezintă produsul dintre randamentul său termic şi cel mecanic, iar în privinţa randamentului mecanic un Stirling în patru timpi, bine proiectat, poate atinge teoretic 99,999% (adică practic 100%), în vreme ce un Diesel sau Otto în patru timpi, va realiza practic un randament mecanic de cel mult 56% [(3*45%+90%):4], astfel încât randamentul total (final) al unui Otto sau Diesel va fi de numai circa 39% (56*70), cu mult sub cel maxim al unui Stirling, 65%. Să mai amintim că multă vreme motoarele Otto sau Diesel au funcţionat cu randamente finale de numai 12-20%, şi cu mare greutate s-au ridicat la randamente finale de 25-30%, în vreme ce motoarele Stirling atingeau 50-65%?

Totuşi motoarele în V sunt în stare să atingă randamente totale mai mari. Cu un randament mecanic de circa 70% şi unul termic maxim de 75%, un MOTOR Otto ori Diesel în V poate atinge un randament final de circa 52-53%.

Constructiv, trebuie adoptată o variantă de cilindru cu piston având cursa pistonului cât mai mică posibil, iar alezajul cât mai mare [2].

B2.1. Bibliografie

[1] Petrescu, F.I., Petrescu, R.V., *Determining the mechanical efficiency of Otto engine's mechanism,* Proceedings of International Symposium, SYROM 2005, Vol. I, p. 141-146, Bucharest, 2005.

[2] Petrescu, F.I., Petrescu, R.V., *Câteva elemente privind îmbunătăţirea designului mecanismului motor,* Proceedings of 8th National Symposium on GTD, Vol. I, p. 353-358, Brasov, 2003.

2.2. CINEMATICA DINAMICĂ LA SISTEMUL BIELĂ MANIVELĂ PISTON

Cinematica mecanismului bielă manivelă piston din figura 1 este în general cunoscută ea fiind rezolvată prin relaţiile (1-13).

$$\begin{cases} r \cdot \cos\varphi + l \cdot \cos\psi = -e \\ r \cdot \sin\varphi + l \cdot \sin\psi = y_B \end{cases} \tag{1}$$

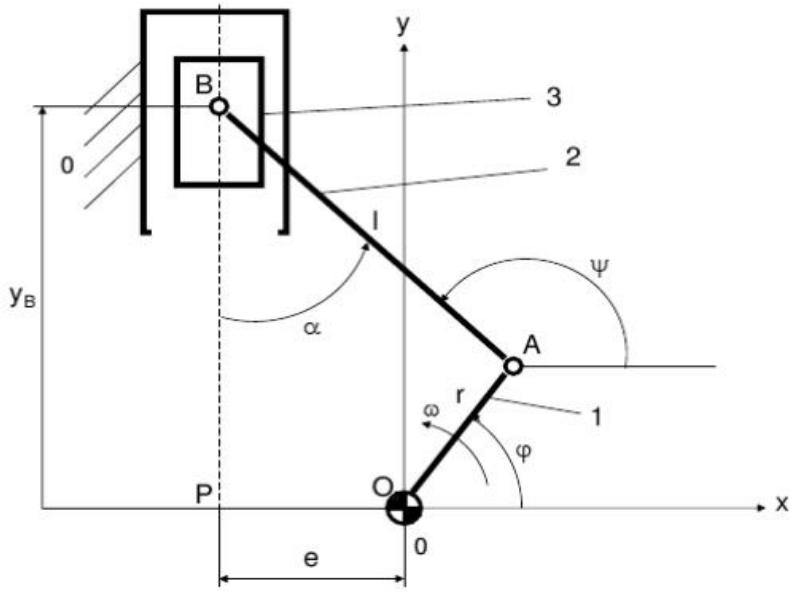


Fig. 1. *Schema cinematică a mecanismului bielă manivelă piston*

$$\cos\psi = -\frac{e + r \cdot \cos\varphi}{l} \tag{2}$$

$$s = y_B = r \cdot \sin\varphi + l \cdot \sin\psi \tag{3}$$

$$\begin{cases} -r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin\varphi - l \cdot \dot{\psi} \cdot \sin\psi = 0 \\ r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos\varphi + l \cdot \dot{\psi} \cdot \cos\psi = \dot{y}_B \end{cases} \tag{4}$$

$$\dot{\psi} = -\frac{r \cdot \sin \varphi}{l \cdot \sin \psi} \cdot \dot{\varphi} \tag{5}$$

$$\dot{y}_B = r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi + l \cdot \dot{\psi} \cdot \cos \psi \tag{6}$$

$$\begin{cases} -r \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \cos \varphi - l \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \cos \psi - l \cdot \ddot{\psi} \cdot \sin \psi = 0 \\ -r \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \sin \varphi - l \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin \psi + l \cdot \ddot{\psi} \cdot \cos \psi = \ddot{y}_B \end{cases} \tag{7}$$

$$\ddot{\psi} = -\frac{r \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \cos \varphi + l \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \cos \psi}{l \cdot \sin \psi} \tag{8}$$

$$\ddot{y}_B = l \cdot \ddot{\psi} \cdot \cos \psi - r \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \sin \varphi - l \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin \psi \tag{9}$$

$$\alpha = \psi - 90 \tag{10}$$

$$\begin{cases} \cos \alpha = \sin \psi \\ \sin \alpha = -\cos \psi \end{cases} \tag{11}$$

$$\sin \alpha = \frac{e + r \cdot \cos \varphi}{l} \tag{12}$$

$$\begin{aligned} v_B &= \dot{y}_B = r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi + l \cdot \dot{\psi} \cdot \cos \psi = \\ &= r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi - \frac{r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi \cdot \cos \psi}{\sin \psi} = \\ &= \frac{r \cdot \dot{\varphi}}{\sin \psi} \cdot (\cos \varphi \cdot \sin \psi - \sin \varphi \cdot \cos \psi) = \\ &= r \cdot \dot{\varphi} \cdot \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin \psi} = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin \psi} \\ v_B &= r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin \psi} \end{aligned} \tag{13}$$

În cinematica dinamică vitezele (dinamice) se aliniază pe direcţia forţelor aşa cum este firesc, astfel încât ele nu mai coincid mereu cu vitezele cinematice impuse de legăturile (cuplele) mecanismului (vezi fig. 2). Apar astfel vitezele dinamice datorate forţelor, viteze ce constituie cinematica dinamică (nu se ţine cont şi de influenţa forţelor de inerţie, influenţă care determină aspectul dinamic final al vitezelor).

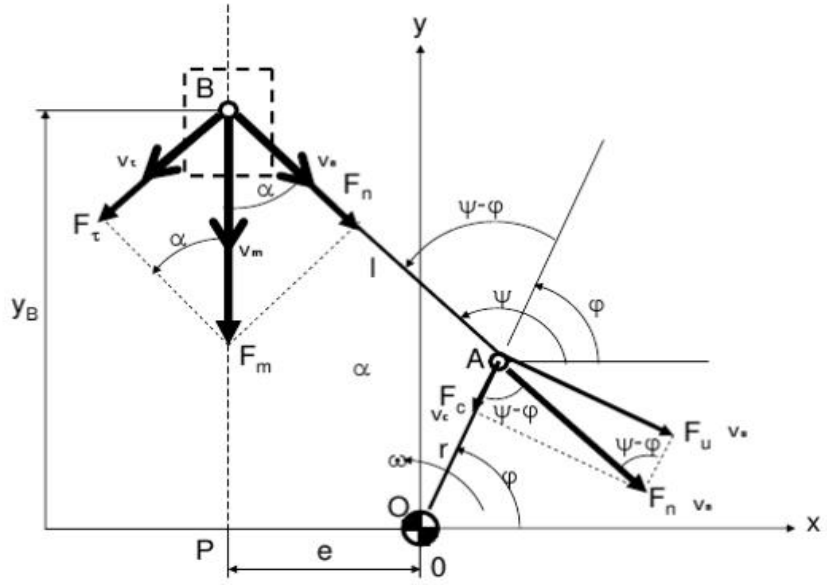


Fig. 2. *Forţele şi vitezele dinamice din mecanismul bielă manivelă piston, când puterea se transmite de la piston spre manivelă*

Cinematica dinamică [1] reprezintă deci studiul cinematic al deplasărilor, vitezelor şi acceleraţiilor rezultate datorită orientării în funcţionare a vitezelor după direcţia forţelor. Se obţin cu uşurinţă expresiile vitezelor din cinematica dinamică, se derivează în raport cu timpul pentru a se determina expresiile acceleraţiilor din cinematica dinamică, iar pentru obţinerea deplasărilor corespunzătoare se integrează expresiile vitezelor. Determinarea deplasărilor din cinematica dinamică devine din acest motiv ceva mai dificilă.

Pentru început se vor determina vitezele din cinematica dinamică pentru mecanismul bielă manivelă piston acţionat de la piston (fig. 2).

Putem scrie relaţiile:

$$v_B = v_m \tag{14}$$

$$v_n = v_m \cdot \cos\alpha = v_m \cdot \sin\psi \tag{15}$$

$$v_u = v_n \cdot \sin(\psi - \varphi) = v_m \cdot \sin\psi \cdot \sin(\psi - \varphi) \tag{16}$$

Dorim să aflăm şi randamentul dinamic, mai precis randamentul mecanic instantaneu atunci când mecanismul are regimuri dinamice, iar vitezele sunt cele din cinematica dinamică, acţionarea mecanismului fiind de tip motor adică dinspre piston.

Forţa utilă se determină cu relaţia (17) prezentată în cadrul capitolului anterior.

$$F_u = F_n \cdot \sin(\psi - \varphi) = F_m \cdot \sin\psi \cdot \sin(\psi - \varphi) \tag{17}$$

Puterea utilă se scrie în acest caz sub forma 18.

$$P_u = F_u \cdot v_u = F_m \cdot \sin\psi \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot v_m \cdot \sin\psi \cdot \sin(\psi - \varphi) = \\ = F_m \cdot v_m \cdot \sin^2\psi \cdot \sin^2(\psi - \varphi) \tag{18}$$

Expresia puterii consumate este cea dată de relaţia 19.

$$P_c = F_m \cdot v_m \tag{19}$$

Putem determina acum randamentul dinamic, mai precis randamentul mecanic instantaneu dinamic (relaţia 20).

$$\eta_i^{DM} = \frac{P_u}{P_c} = \sin^2\psi \cdot \sin^2(\psi - \varphi) = \eta_i \cdot D^M \tag{20}$$

Unde η_i este randamentul mecanic instantaneu al mecanismului bielă manivelă piston acţionat dinspre piston, iar D^M este un coeficient dinamic, care pentru mecanismul bielă manivelă piston acţionat de piston (în regim **M**otor) are expresia 21.

$$D^M = \sin^2(\psi - \varphi) = \sin^2(\varphi - \psi) \tag{21}$$

În acest caz să ne reamintim faptul că randamentul mecanic instantaneu are expresia 22.

$$\eta_i = \sin^2 \psi \tag{22}$$

Trebuie remarcat că randamentul dinamic este tocmai produsul dintre randamentul cunoscut, simplu (cinematic) şi coeficientul dinamic (relaţia 23).

$$\eta_i^{DM} = \eta_i \cdot D^M \tag{23}$$

Se cunoaşte expresia cinematică a vitezei punctului B (relaţia 24).

$$v_m \equiv v_B = v_A \cdot \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin \psi} \tag{24}$$

Cu relaţia 24 introdusă în formula 16, viteza v_u capătă forma 25.

$$\begin{aligned} & v_u = v_n \cdot \sin(\psi - \varphi) = v_m \cdot \sin \psi \cdot \sin(\psi - \varphi) = \\ & = v_A \cdot \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin \psi} \cdot \sin \psi \cdot \sin(\psi - \varphi) = v_A \cdot \sin^2(\psi - \varphi) \equiv \\ & \equiv v_A^D = v_A \cdot D \end{aligned} \tag{25}$$

$$D^M = \sin^2(\psi - \varphi) \qquad (26)$$

Se obţine de aici (din cinematica dinamică) expresia coeficientului dinamic D^M al mecanismului bielă manivelă piston acţionat de la piston (relaţia 26), observând că ea este identică cu expresia 21 unde coeficientul dinamic a fost determinat pe baza calculului randamentului dinamic instantaneu. Se verifică astfel unicitatea coeficientului dinamic pentru acelaşi mecanism acţionat în acelaşi mod. Pentru a definitiva această nouă teorie urmează să se determine în continuare şi coeficientul dinamic al mecanismului bielă manivelă piston acţionat de la manivelă (în regim de **C**ompresor).

În figura 3 se poate observa transmiterea vitezelor aliniate forţelor, fapt ce se produce în cinematica dinamică.

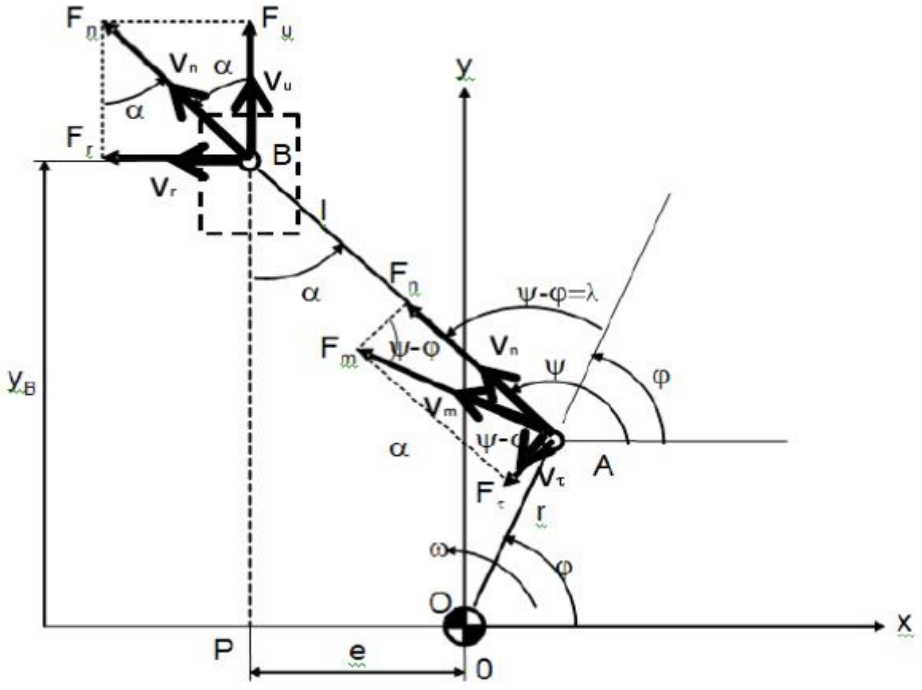


Fig. 3. *Forţele şi vitezele dinamice dintr-un sistem bielă manivelă piston, când acţionarea lui se face dinspre manivelă*

Forţa de intrare F_m şi viteza de intrare v_m se descompun generând şi componenta din lungul bielei F_n respectiv v_n. Forţele sunt cele reale care acţionează asupra mecanismului, iar aceste viteze

cinemato-dinamice sunt cele fireşti care urmează traiectoriile (direcţiile) impuse de forţe. În general ele reuşesc să se suprapună şi impună peste vitezele cinematice (statice) cunoscute, care se calculează pe baza legăturilor impuse de cuplele cinematice ale mecanismului (în funcţie de lanţul cinematic). Se pot scrie pentru viteze relaţiile 27.

$$\begin{cases} v_B = v_A \cdot \dfrac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin\psi}; \quad v_B^D = v_B \cdot D^C = v_A \cdot \dfrac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin\psi} \cdot D^C \\ v_u = v_n \cdot \cos\alpha = v_n \cdot \sin\psi = v_m \cdot \sin\psi \cdot \sin(\psi - \varphi) = \\ = v_A \cdot \sin\psi \cdot \sin(\psi - \varphi) \\ v_u = v_B^D \Rightarrow v_A \cdot \sin\psi \cdot \sin(\psi - \varphi) = v_A \cdot \dfrac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin\psi} \cdot D^C \Rightarrow \\ \Rightarrow D^C = \sin^2\psi \end{cases} \tag{27}$$

Pentru forţe, puteri şi randamente se scriu următoarele relaţii.

$$\begin{cases} F_n = F_m \cdot \sin(\psi - \varphi) \\ F_t = F_m \cdot \cos(\psi - \varphi) \end{cases} \tag{28}$$

$$\begin{cases} F_u = F_n \cdot \cos\alpha = F_n \cdot \sin\psi = F_m \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \sin\psi \\ F_r = F_n \cdot \sin\alpha = -F_n \cdot \cos\psi = -F_m \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \cos\psi \end{cases} \tag{29}$$

$$\begin{cases} P_u = F_u \cdot v_B = F_m \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \sin\psi \cdot \dfrac{r \cdot \omega \cdot \sin(\psi - \varphi)}{\sin\psi} = \\ = F_m \cdot r \cdot \omega \cdot \sin^2(\psi - \varphi) = F_m \cdot v_A \cdot \sin^2(\psi - \varphi) \end{cases} \tag{30}$$

$$P_c = F_m \cdot v_A = F_m \cdot r \cdot \omega \tag{31}$$

$$\eta_i = \frac{P_u}{P_c} = \frac{F_m \cdot v_A \cdot \sin^2(\psi - \varphi)}{F_m \cdot v_A} = \sin^2(\psi - \varphi) \tag{32}$$

$$\begin{cases} P_u^D = F_u \cdot v_B^D = F_m \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \sin\psi \cdot v_A \cdot \sin\psi \cdot \sin(\psi - \varphi) = \\ = F_m \cdot r \cdot \omega \cdot \sin^2(\psi - \varphi) \cdot \sin^2\psi = F_m \cdot v_A \cdot \sin^2(\psi - \varphi) \cdot \sin^2\psi \end{cases} \tag{33}$$

$$\eta_i^{DC} = \frac{P_u^D}{P_c} = \frac{F_m \cdot v_A \cdot \sin^2\psi \cdot \sin^2(\psi - \varphi)}{F_m \cdot v_A} = \\ = \sin^2(\psi - \varphi) \cdot \sin^2\psi = \eta_i \cdot D^C \tag{34}$$

Prima concluzie care se poate trage este că randamentul mecanic instantaneu dinamic (care este mai apropiat de cel real al mecanismului) este mai mic decât cel mecanic obişnuit, deoarece randamentul dinamic este chiar randamentul mecanic clasic multiplicat cu coeficientul dinamic care fiind subunitar rezultă că randamentul dinamic va fi mai mic sau cel mult egal cu cel clasic.

În plus randamentul dinamic fiind acelaşi şi la acţionarea de la manivelă şi pentru acţionarea de tip motor de la piston, va avea aceeaşi valoare indiferent de tipul acţionării. Randamentul dinamic este practic uniformizat, însă nu toate regimurile de funcţionare ale motoarelor termice sunt complet dinamice. Acest fapt face ca randamentul mecanic real al motorului Stirling sau al motorului termic în doi timpi (Lenoir), să nu fie mult mai ridicat decât al motoarelor de tip Otto sau Diesel în patru timpi. Cu cât turaţiile de lucru sunt mai ridicate, regimurile de funcţionare devin aproape complet dinamice.

Astăzi utilizându-se turaţii de lucru mari şi foarte mari, motoarele termice în patru timpi cu ardere internă ating randamente comparabile cu cele ale motorului Stirling sau ale motoarelor în doi timpi. Cu cât regimurile de lucru au loc la turaţii mai crescute, avantajele Stirling sau Lenoir scad.

Deşi randamentul mecanic dinamic (cel mai apropiat de cel real) este practic calculat cu aceeaşi formulă indiferent de tipul acţionării, totuşi vitezele şi acceleraţiile dinamice în cuplele diferă în funcţie de modul acţionării, chiar şi pentru aceeaşi cuplă.

Astfel vitezele dinamice (în cinematica dinamică) ale punctului B se calculează cu relaţiile 35.

$$
\begin{cases}
\textit{Cazul A – când actionarea se face de la piston :} \\
D^{M} = \sin^{2}(\psi - \varphi); \quad \eta_i = \sin^{2}\psi; \quad \textit{regim Motor} \\
v_B^D = v_B \cdot D = v_A \cdot \dfrac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin\psi} \cdot \sin^{2}(\psi - \varphi) = v_A \cdot \dfrac{\sin^{3}(\psi - \varphi)}{\sin\psi} \\
v_A^D = v_A \cdot D = r \cdot \omega \cdot \sin^{2}(\psi - \varphi) \\
\omega^D = \omega \cdot D = \omega \cdot \sin^{2}(\psi - \varphi) \\
\\
\textit{Cazul B – când actionarea se face de la manivelã :} \\
D^{C} = \sin^{2}\psi; \quad \eta_i = \sin^{2}(\psi - \varphi); \quad \textit{regim Compresor} \\
v_B^D = v_B \cdot D = v_A \cdot \dfrac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin\psi} \cdot \sin^{2}\psi = v_A \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \sin\psi \\
v_A^D = v_A \cdot D = r \cdot \omega \cdot \sin^{2}\psi \\
\omega^D = \omega \cdot D = \omega \cdot \sin^{2}\psi
\end{cases}
\qquad (35)
$$

Chiar dacă dinamic randamentul se uniformizează, vitezele şi acceleraţiile sunt mai line în acţionările de la manivelă şi mai ascuţite (şi cu vibraţii) pe perioada acţionării de la piston, astfel încât motoarele termice în patru timpi cu ardere internă sunt mai avantajoase din acest punct de vedere, urmate de cele în doi timpi (Lenoir), ultimile situându-se motoarele de tip Stirling.

Acceleraţiile dinamice se determină cu relaţiile 36, în care se derivează relaţia vitezei dinamice (aranjată corespunzător) pentru obţinerea expresiei acceleraţiei dinamice.

$$
\begin{cases}
v_B^D = v_A \cdot D \cdot \dfrac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin\psi} \Rightarrow v_B^D \cdot \sin\psi = v_A \cdot D \cdot \sin(\psi - \varphi) \\
\dot{v}_B^D \cdot \sin\psi + v_B^D \cdot \cos\psi \cdot \dot{\psi} = v_A \cdot \left[\dot{D} \cdot \sin(\psi - \varphi) + D \cdot \cos(\psi - \varphi) \cdot (\dot{\psi} - \dot{\varphi})\right] \\
\Rightarrow \dot{v}_B^D = \dfrac{v_A \cdot \left[\dot{D} \cdot \sin(\psi - \varphi) + D \cdot \cos(\psi - \varphi) \cdot (\dot{\psi} - \dot{\varphi})\right] - v_B^D \cdot \cos\psi \cdot \dot{\psi}}{\sin\psi} \\
\Rightarrow a_B^D = \dfrac{v_A}{\sin^2\psi} \cdot \left[\dot{D} \cdot \sin\psi \cdot \sin(\psi - \varphi) + D \cdot \sin\psi \cdot \cos(\psi - \varphi) \cdot (\dot{\psi} - \dot{\varphi}) - \right. \\
\left. - D \cdot \cos\psi \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \dot{\psi}\right] = \dfrac{v_A}{\sin^2\psi} \cdot \left[\dot{D} \cdot \sin\psi \cdot \sin(\psi - \varphi) + \right. \\
\left. + D \cdot \dot{\psi} \cdot \sin\varphi - D \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin\psi \cdot \cos(\psi - \varphi)\right] \\
\\
\textit{Cazul A – când actionarea se face de la piston :} \\
D^M = \sin^2(\psi - \varphi); \quad \dot{D}^M = 2 \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \cos(\psi - \varphi) \cdot (\dot{\psi} - \dot{\varphi}) \\
\\
\textit{Cazul B – când actionarea se face de la manivelă :} \\
D^C = \sin^2\psi; \quad \dot{D}^C = 2 \cdot \sin\psi \cdot \cos\psi \cdot \dot{\psi} \\
\\
\textit{Cazul C – se poate obtine accelerati a normala cu :} \\
D = 1; \quad \dot{D} = 0.
\end{cases}
\tag{36}
$$

Printr-un program de calcul, se determină vitezele şi acceleraţiile dinamice pentru diferite tipuri de motoare termice, utilizând relaţiile (35) şi (36).

În figurile 4 respectiv 5 sunt reprezentate diagramele pentru motorul în doi timpi (Lenoir), în fig. 4 fiind figurate vitezele dinamice, iar în figura 5 putându-se observa acceleraţiile dinamice.

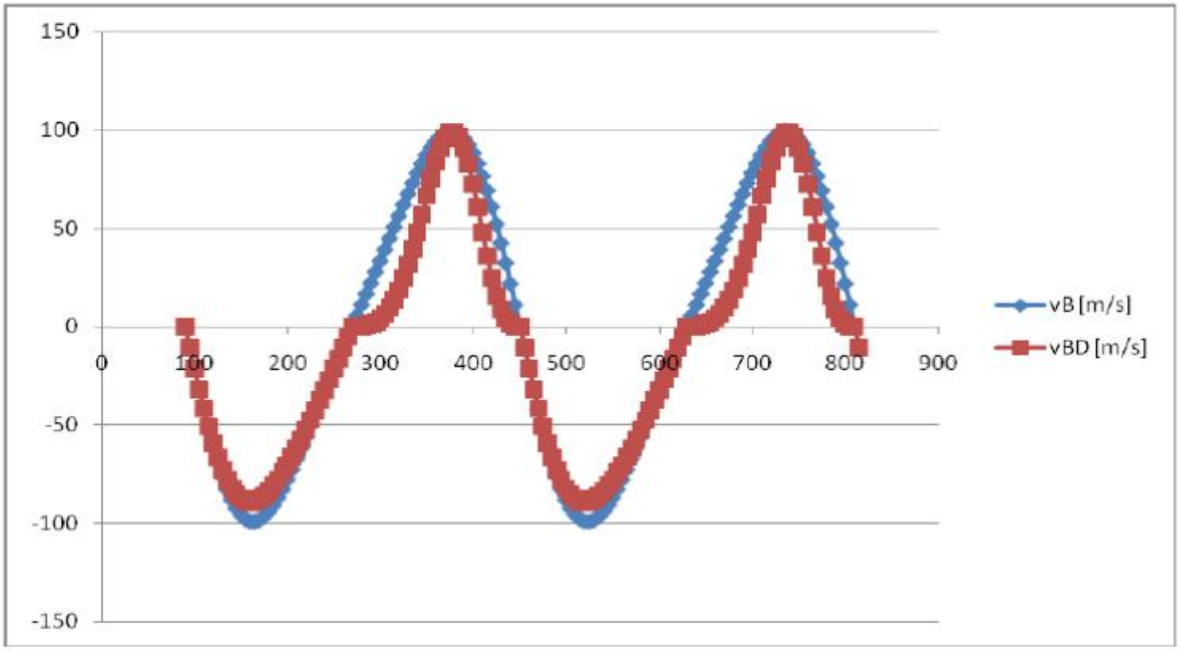


Fig. 4. *Vitezele dinamice la motorul Lenoir, în doi timpi (cu pătrate mai mari)*

La motorul în doi timpi jumătate din timpi sunt motori, astfel încât vitezele se subţiază şi se ascut pentru jumătate din ciclu, jumătatea motoare determinând la acceleraţiile dinamice, vibraţii şi şocuri (ce produc şi zgomote).

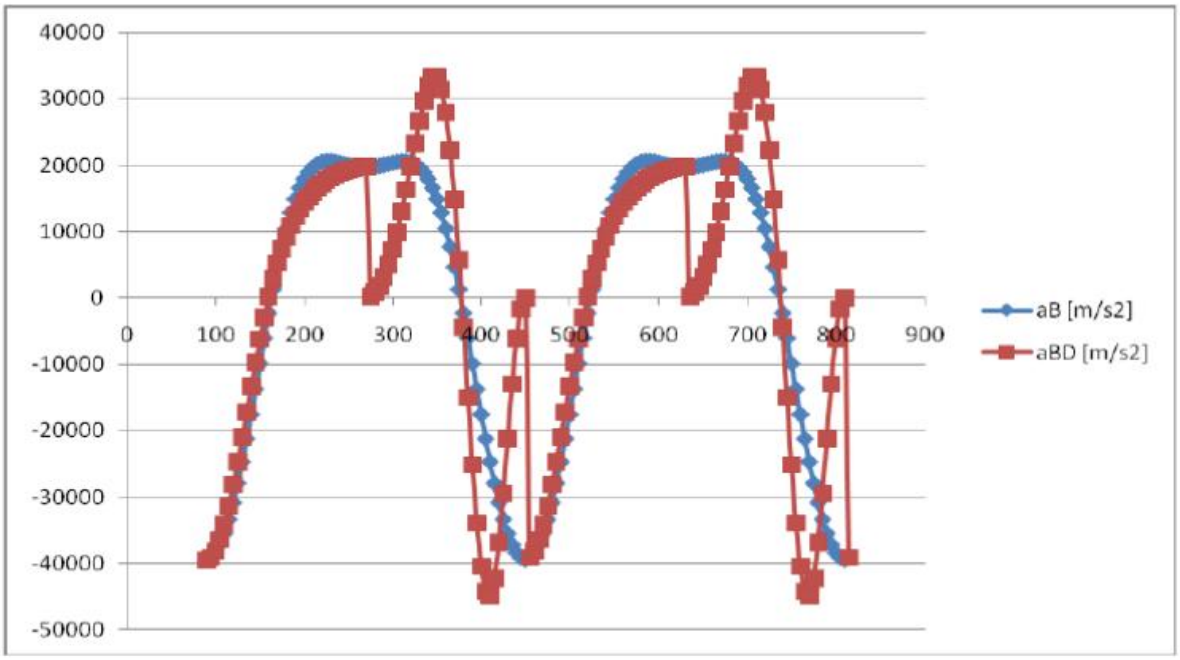


Fig. 5. *Acceleraţiile dinamice la motorul Lenoir, în doi timpi (cu pătrate mai mari)*

La motorul în patru timpi de tip Otto (sau Diesel), ciclul energetic nu mai coincide cu cel cinematic, astfel încât numai a patra parte a întregului ciclu energetic este motoare, şi numai pentru ea vitezele dinamice se ascut (se subţiază, a se vedea diagrama din figura 6), iar acceleraţiile dinamice prezintă şocuri, vibraţii şi zgomote (a se urmări diagrama din figura 7).

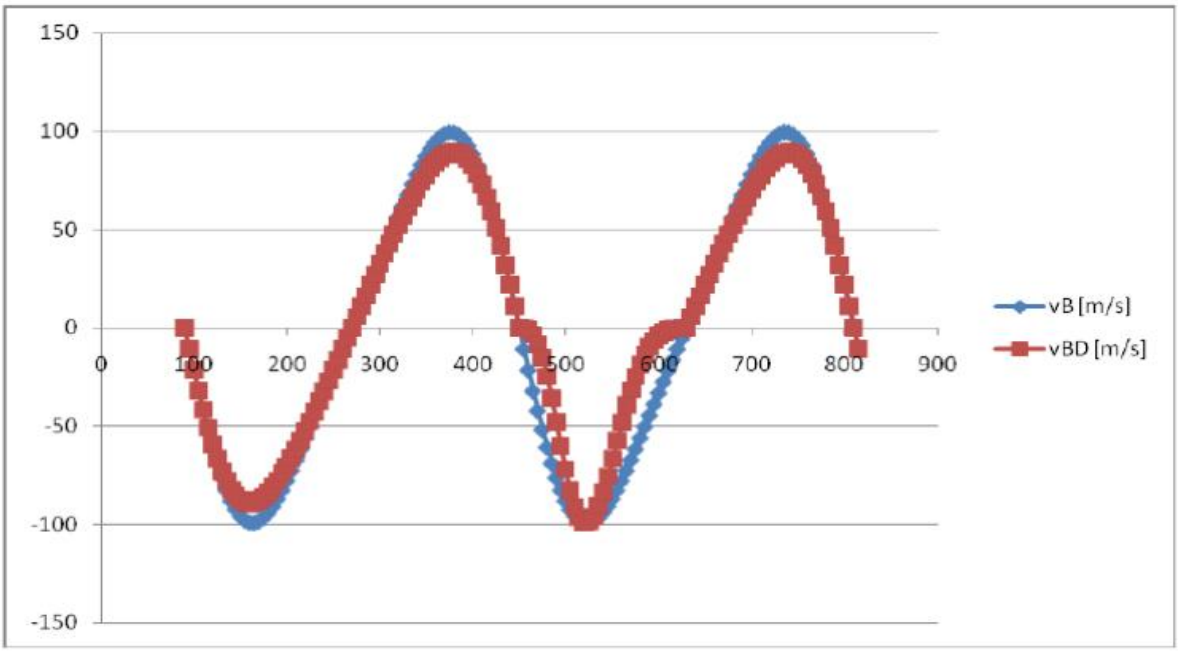


Fig. 6. *Vitezele dinamice la motorul în patru timpi de tip Otto (sau Diesel)*

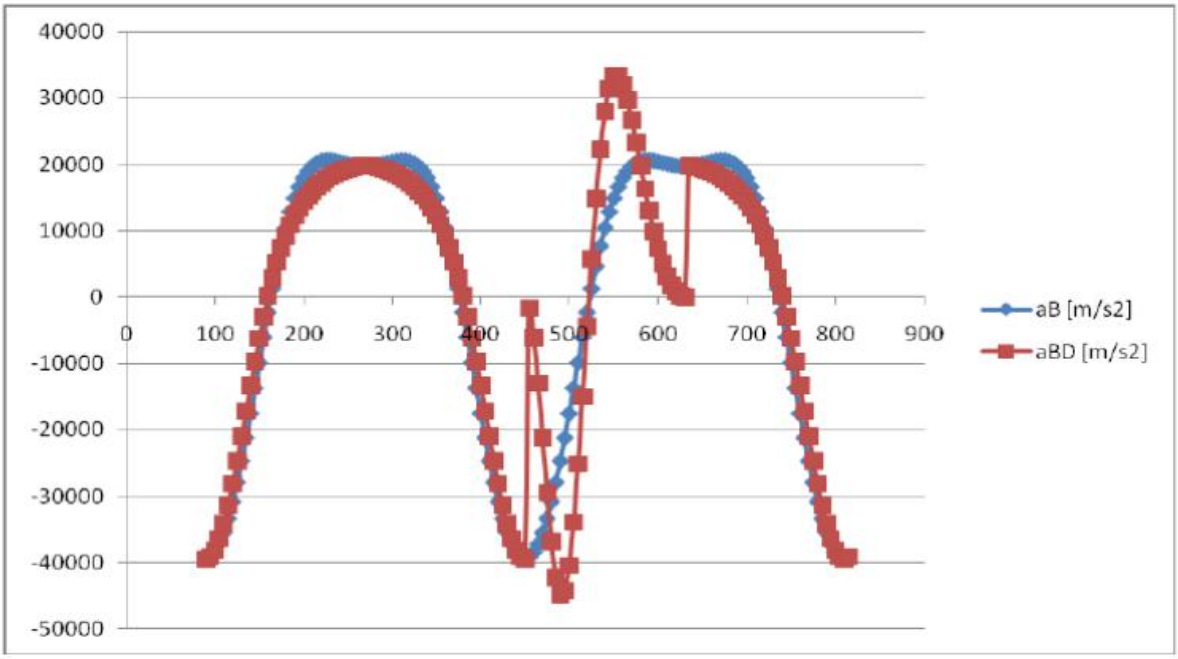


Fig. 7. *Acceleraţiile dinamice la motorul în patru timpi de tip Otto (sau Diesel)*

La motorul în patru timpi de tip Stirling, toţi timpii sunt motori, astfel încât vitezele dinamice se ascut (se subţiază, a se vedea diagrama din figura 8), iar acceleraţiile dinamice prezintă şocuri, vibraţii şi zgomote (a se urmări diagrama din figura 9) pe tot intervalul.

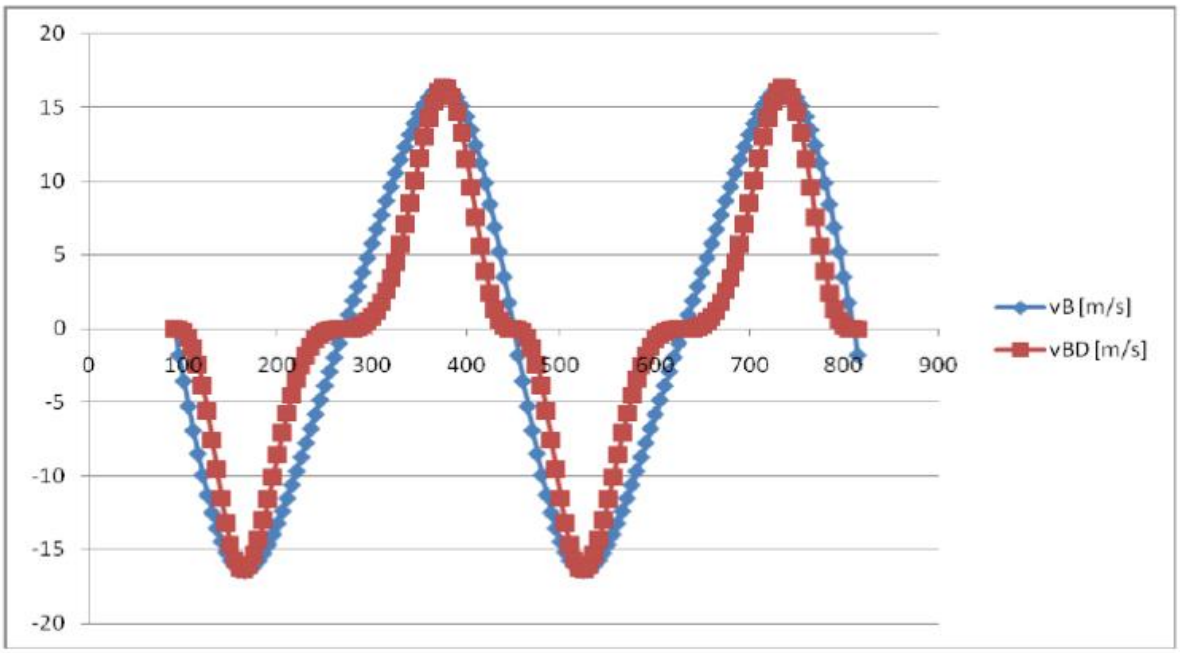


Fig. 8. *Vitezele dinamice la motorul în patru timpi de tip Stirling*

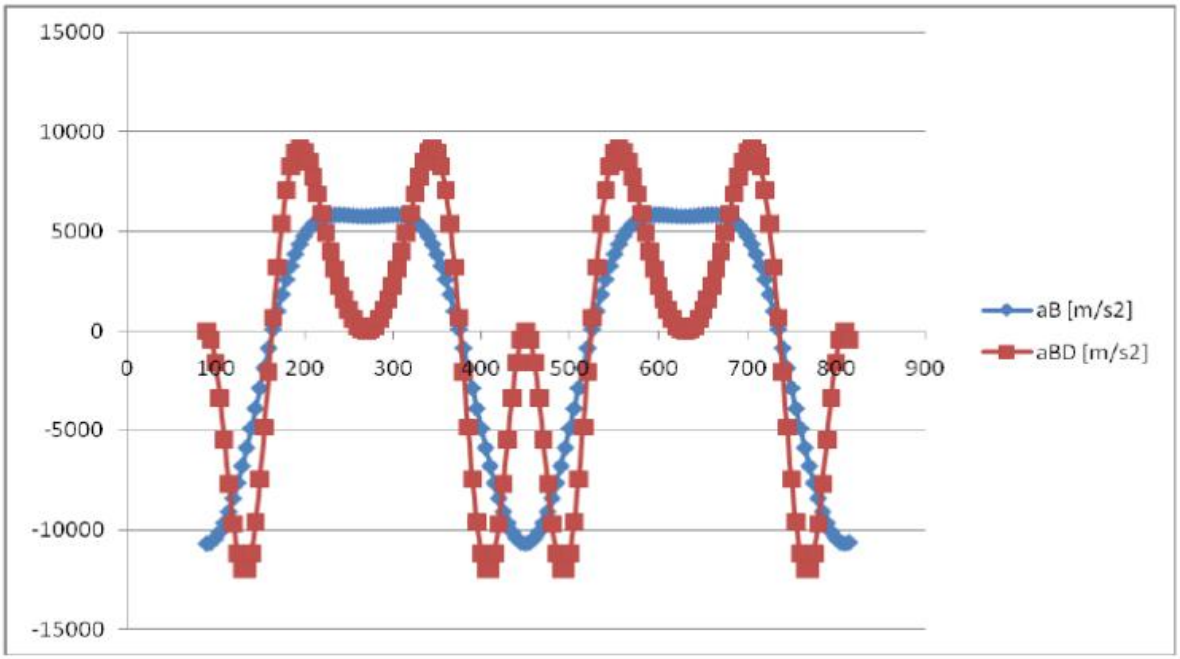


Fig. 9. *Acceleraţiile dinamice la motorul în patru timpi de tip Stirling*

Se vede că dezavantajele dinamice ale motoarelor termice reprezintă de fapt o contradicţie. Dinamica mecanismelor lor este mai bună la acţionarea de la manivelă (de la arborele cotit), dar timpii motori (care au o cinematică dinamică inferioară) sunt practic cei necesari, ca singurii care produc puterea (efectiv), şi care generează şi randamente ridicate la motorul termic respectiv; pe de altă parte însă tocmai aceşti timpi (motori) produc nu doar o funcţionare neregulată cu şocuri, vibraţii şi zgomote la motorul termic, dar generează în acelaşi timp şi caracteristici dezavantajoase. Din acest motiv motorul Stirling care lucrează în patru timpi şi două faze având fiecare fază activă, prezintă caracteristica de putere şi sarcină în funcţie de turaţie cea mai dezavantajoasă.

Nici motorul termic cu ardere internă în doi timpi nu are o caracteristică foarte bună, funcţionând şi el cu şocuri, vibraţii şi zgomote foarte mari, ce pot depăşi şi bătăile cunoscute ale tacheţilor motoarelor diesel în patru timpi, tracţiunea prezentând şocuri (întreruperi) care le depăşesc chiar şi pe cele ale motoarelor Stirling. Motorul Lenoir nu face nici frână de motor, la vale un autovehicul echipat cu un motor termic în doi timpi, fiind suprasolicitat (frânele se încing peste măsură), siguranţa circulaţiei fiind mult scăzută, iar confortul persoanelor din habitaclu fiind mult diminuat.

Din acest punct de vedere motoarele Otto sau Diesel în patru timpi sunt cele mai avantajoase, primele reprezentând în fapt varianta cea mai superioară. Pentru ca motoarele Otto să nu piardă nici avantajul injecţiei de combustibil, cu mulţi ani în urmă s-a renunţat la carburaţie, motoarele Otto fiind trecute treptat pe injecţie de combustibil după modelul celor Diesel (cu păstrarea aprinderii, deoarece benzina nu se autoaprinde aşa cum o face motorina).

B2.2. Bibliografie

[1] Petrescu, F.I., Petrescu, R.V., *An original internal combustion engine,* Proceedings of 9th International Symposium SYROM, Vol. I, p. 135-140, Bucharest, 2005.

PE CURÂND!

AUTORUL.